9 Motorgeräusch

Die Antriebseinheit, bestehend aus den zumeist aneinander gekoppelten Aggregaten Verbrennungsmotor und Getriebe, sowie die Ladungswechselkomponenten Ansaug- und Abgasanlage, bildet die vibroakustische Hauptanregungsquelle in einem Fahrzeug. Insofern ist die Akustikoptimierung des Antriebs von größter Bedeutung. Werden bei der Entwicklung wesentliche Akustikmerkmale vernachlässigt, so kann beim Gesamtfahrzeug in der Regel kein zufriedenstellendes Ergebnis mehr erreicht werden. Die Akustikauslegung des Antriebs erweist sich als zunehmend anspruchsvoll, da der Trend zu immer leichteren und komplexeren Aggregaten oft im Gegensatz zu den Akustikanforderungen steht. Leichtbau-Kurbelgehäuse aus Aluminium bzw. Magnesium sowie vollvariable Ventiltriebe und Hochdruck-Direkteinspritzung seien hier beispielhaft genannt. Nur die optimale Gestaltung des Motor-Getriebe-Verbundes zur Minimierung der vibroakustischen Emissionen, verbunden mit der gezielten Entkopplung aller relevanten Luft- und Körperschallpfade bei der Integration des Antriebs in das Fahrzeug, machen gute akustische Eigenschaften möglich.

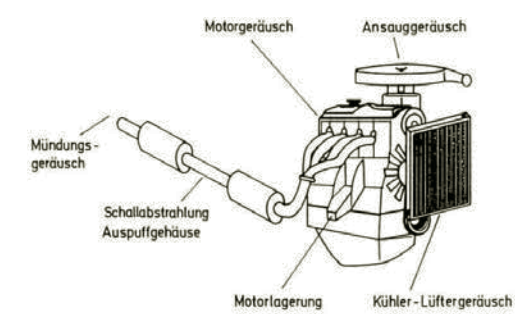


Bild 9-1: Wesentliche Geräuschquellen von Verbrennungsmotoren

Das Antriebsgeräusch wird durch Geräusche des Grundmotors, der Ladungswechselkomponenten und des Getriebes verursacht. Während Getriebegeräusche grundsätzlich störenden Charakter besitzen und deshalb am Besten unhörbar bleiben sollten, ist insbesondere das Ladungswechselgeräusch ein wichtiges Element der Soundgestaltung. Insbesondere bei sportlichen Fahrzeugen wird hier erheblicher Aufwand getrieben, um dieses Geräusch dem Fahrzeugcharakter entsprechend zu gestalten (Kapitel 8.3).

Während der intermittierende Gasstrom beim Ladungswechsel an der Mündung von Ansaug- und Abgasanlage direkten Luftschall erzeugt, gelangen alle anderen Geräuschanteile nur über den Umweg

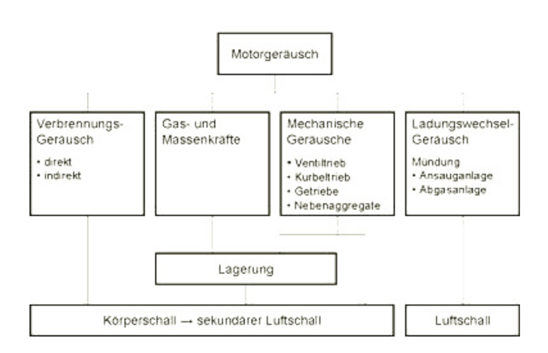


Bild 9-2: Schematische Einteilung der Antriebsgeräusche

schwingender Oberflächen als indirekter resp. sekundärer Luftschall zum Empfänger. Die schwingenden Oberflächen sind einerseits die körperschallerregten Aggregate Motor und Getriebe selbst, andererseits wird aber auch über die Lager-Reaktionskräfte der Gas- und Massenkräfte Körperschall in die Karosserie eingeleitet und von deren schwingenden Oberflächen als sekundärer Luftschall abgestrahlt.

9.1 Verbrennungsgeräusch

Das Verbrennungsgeräusch ist zu einer wichtigen Zielgrösse bei der Verbrennungsentwicklung geworden. Gerade bei Motoren, die in der oberen Mittelklasse und in der Luxusklasse zum Einsatz kommen, ist der Geräuschkomfort neben der Motorleistung, dem Verbrauch und den Abgasemissionen von gleichrangiger Bedeutung. Dabei muss zwischen dem direkten und dem indirekten Verbrennungsgeräusch unterschieden werden. Das direkte Verbrennungsgeräusch entsteht aus der Anregung der Motorstruktur durch die Verbrennungskräfte, während das indirekte Verbrennungsgeräusch durch Stöße der spielbehafteten Bauteile des Kurbeltriebes verursacht wird. Bei Dieselmotoren ist meist das direkte Verbrennungsgeräusch dominant, während Ottomotoren einen höheren Anteil des indirekten Verbrennungsgeräusches besitzen.

Der Druckverlauf im Brennraum kann als Schallereignis betrachtet werden, das auf dem Weg zur Motoroberfläche durch die dazwischen liegende Struktur gedämmt wird. Die Übertragungsfunktion einschließlich des Luftschallweges bis zum Mikrofon ist ein Maß für die Dämmwirkung der Motorstruktur. Die Strukturübertragungsfunktion kann aus der terzweisen Subtraktion des Verbrennungsgeräuschpegels vom Brennraum-Druckpegel bestimmt werden. Das Verbrennungsgeräusch kann prinzipiell durch Verringerung der Anregung oder durch Beeinflussung der

Strukturübertragungsfunktion reduziert werden. Reduzierte Anregung bedeutet die bewusste Gestaltung des Druckverlaufs unter akustischen Gesichtspunkten. Dank der Freiheitsgrade welche bezüglich Voreinspritzung, Raildruck und Abgasrückführung bestehen, kann der Druckverlauf und damit das Verbrennungsgeräusch gezielt beeinflusst werden. Die akustisch günstige Gestaltung der Strukturübertragungsfunktion ist in erster Linie durch eine möglichst massive und steife Auslegung des Kurbelgehäuses möglich. Leichtbaukurbelgehäuse aus Aluminium oder Magnesium sind daher aus akustischer Sicht eher ungünstig. In der Praxis haben sich Verrippungen und Konturierungen der Oberflächen bewährt. Günstig wirkt sich auf das Abstrahlverhalten auch die akustisch entkoppelte Befestigung großer abstrahlender Flächen wie Zylinderkopfdeckel und Ölwanne mittels elastischer Dichtungen aus. Bei Bedarf ist auch der Einsatz von Dämpfung durch Verbundblechkonstruktionen, z.B. bei der Ölwanne möglich.

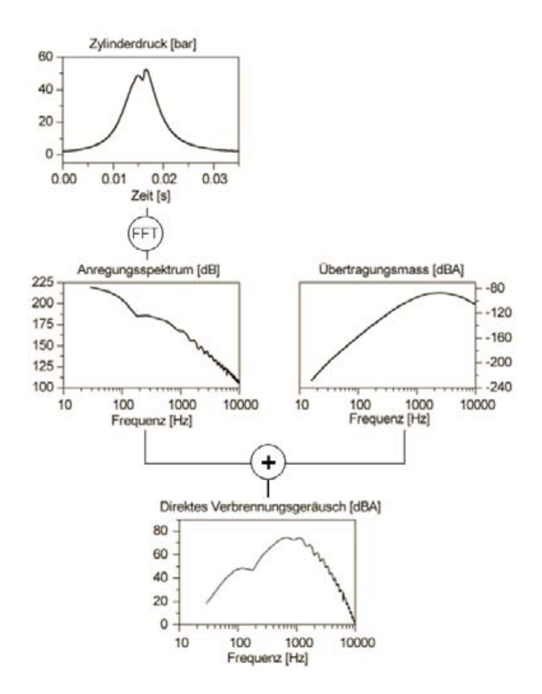


Bild 9-3: Wirkzusammenhang für das direkte Verbrennungsgeräusch, nach [9]

Das Spektrum des Zylinderdruckverlaufs leitet sich aus dem Zeitverlauf ab. Nach [1] ist das Spektrum bei tiefen Frequenz durch den Spitzendruck p_{max}, bei mittleren Frequenz durch den maximalen Druckanstieg $(dp/dt)_{max}$ und darüber durch die maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit $(dp^2/d^2t)_{max}$ bestimmt **(Bild 9-4)**. Der jeweils zugehörige Gradient des Spektrums beträgt 20, 40 und 60 dB/Dekade. Im Bereich über 4 kHz prägen zusätzlich Brennraumresonanzen das Spektrum. In **Bild 9-4** ist das Verbrennungsspektrum eines Dieselmotors der Abschätzung nach Föller [4] gegenübergestellt. Aus dem Bild wird ersichtlich, dass in diesem Fall das Spektrum nahezu über den gesamten relevanten Frequenzbereich durch einen Frequenzabfall von 40 dB/Dekade und damit durch den Druckgradienten *dp/dt* geprägt ist.

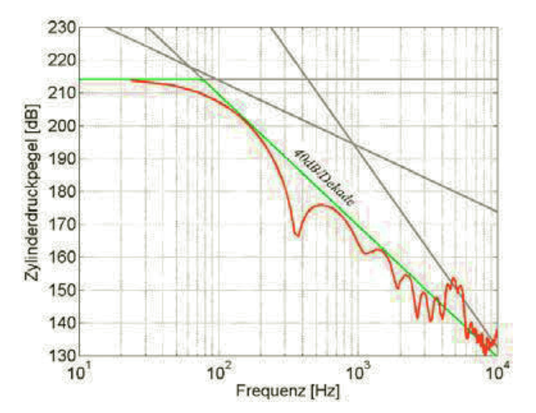


Bild 9-4: Spektrale Verbrennungsanregung eines Dieselmotors und Abschätzung, aus [5]

Für das direkte Verbrennungsgeräusch sind daher in erster Linie der Druckanstieg und die Anstiegsgeschwindigkeit relevant. Den Haupteinfluss auf das ottomotorische Verbrennungsgeräusch besitzen demgemäß Zündzeitpunkt und Luftverhältnis. Der thermodynamisch optimale Zündzeitpunkt liegt dabei im Allgemeinen früher als der akustisch optimale. Beim Dieselmotor liegt der Haupteinfluss bei der Gestaltung des Verbrennungsgeräusches in der gezielten Steuerung des Druckverlaufs in der frühen Phase mittels Piloteinspritzung und Vorverbrennung.

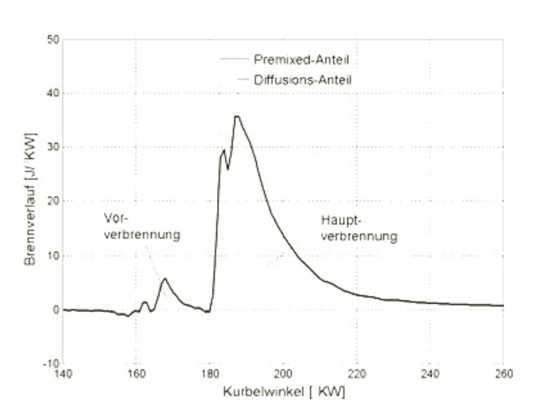


Bild 9-5: Typischer Brennverlauf bei CR-Dieselmotor mit Piloteinspritzung und Vorverbrennung (n = 2000 1/min)

9.2 Gas- und Massenkräfte

9.2.1 Motorordnungen

Die schwingungstechnische Optimierung des Kurbeltriebs ist ein wesentliches Element der vibroakustischen Auslegung einer Antriebseinheit. So sind insbesondere die Zylinderanordnung (Reihen- oder V-Motor), die Zündfolge, das Lagerungskonzept der Kurbelwelle, die Anzahl der Ausgleichsgewichte, die fundamentalen Biege- und Torsionseigenfrequenzen der im Motorblock verbauten Kurbelwelle sowie das Schubstangenverhältnis Parameter, die einen großen Einfluss auf die dynamischen Eigenschaften haben. Hier gilt es, schon im Motorkonzept auf die akustischen Belange ausreichend Rücksicht zu nehmen.

Das periodische Erregermoment des Kurbeltriebs lässt sich als Fourier-Reihe darstellen, deren Grundfrequenz mit der als konstant angenommenen Drehfrequenz ω der Kurbelwelle übereinstimmt:

$$M(t) = M_0 + \sum_{\nu} \hat{M}_{\nu} \sin(\nu \cdot \omega \cdot t + \delta_{\nu})$$

Hierbei sind

$$\omega_{\nu} = \nu \cdot \omega$$

die Erregerfrequenzen, wobei die Werte ν als Ordnungen der Erregung bezeichnet werden.

Die Erregermomente aus den Massenträgheiten sind unabhängig vom Arbeitsverfahren und Vielfache der ganzen Ordnungen (Kapitel 9.2.2):

$$M_{Masse} = \Delta \cdot \omega^2 \sum_{\nu=1}^{\infty} B_{\nu} \sin(\nu \cdot \omega \cdot t - \gamma_{\nu})$$

Die Erregermomente aus den Gaskräften sind abhängig vom Arbeitsverfahren und lassen sich für Viertaktmaschinen als Vielfache der halben Ordnungen darstellen, da sich ein Arbeitsspiel über zwei Umdrehungen erstreckt (Kapitel 9.2.3):

$$M_{Gas} = M_{Gas,0} + \sum_{\nu=1}^{\infty} \hat{M}_{Gas,\nu/2} \sin\left(\frac{\nu}{2}\omega t - \delta_{\nu/2}\right)$$

Zur genaueren Betrachtung der erregenden Kräfte und Momente wird der nachstehende Einzylinder-Motor näher betrachtet. Die Geometrie des Kurbeltriebes ist durch den Kurbelradius r, die Pleuellänge l und das Schubstangenverhältnis $\lambda = r/l$ bestimmt:

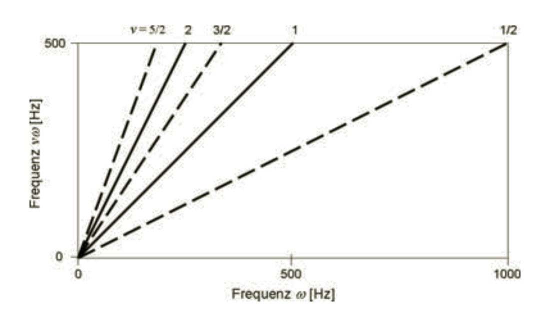


Bild 9-6: Ordnungsdiagramm der Erregermomente einer Verbrennungskraftmaschine

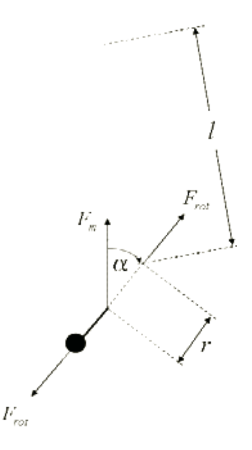


Bild 9-7: Geometrie des Kurbeltriebes

9.2.2 Massenkräfte

Die Massenkräfte des bewegten Kurbeltriebs lassen sich in rotierende und oszillierende Massenkräfte aufteilen. Die rotierende Massenkraft F_{rot} ist eine Fliehkraft, die infolge einer Unwucht der rotierenden Massen bei konstanter Motordrehzahl mit gleichbleibender Größe mit der Kurbelwellendrehzahl umläuft. Sie erscheint damit nur in der 1. Ordnung. Durch das Anbringen von Gegengewichten auf der Kurbelwelle wird die rotierende Massenkraft in der Praxis nahezu vollständig eliminiert (**Bild 9-7**). Sie wird daher hier nicht weiter betrachtet.

$$F_{rot} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2$$

Oszillierende Massenkräfte entstehen durch die ungleichförmige Bewegung von Massen des Kurbeltriebes bei gleichförmiger Drehzahl der Kurbelwelle. Die oszillierenden Massenkräfte in Zylinderrichtung errechnen sich aus den Trägheiten der oszillierenden Teile des Kurbeltriebes. Diese ergeben sich aus der

Summation der Kolbenmasse m_K mit einem Anteil der Pleuelmasse m_S. In der Praxis sind nur die Kräfte 1. und 2. Ordnung relevant:

$$F_{osz} \approx m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha\right)$$

$$F_{osz} \approx \hat{F}_1 \cdot \cos\alpha + \hat{F}_2 \cdot \cos 2\alpha$$

mit

$$\hat{F}_2 = \lambda \cdot \hat{F}_1 = \lambda \cdot m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2$$

$$m_{osz} \approx \left(m_s / 3 + m_K\right)$$

Die Massenkraft 2. Ordnung ist damit um das Schubstangenverhältnis kleiner und besitzt die doppelte Frequenz im Vergleich mit der Massenkraft 1. Ordnung.

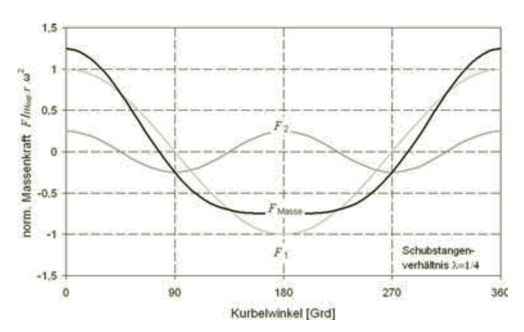


Bild 9-8: Verlauf der Massenkräfte beim Einzylindermotor über dem Kurbelwinkel

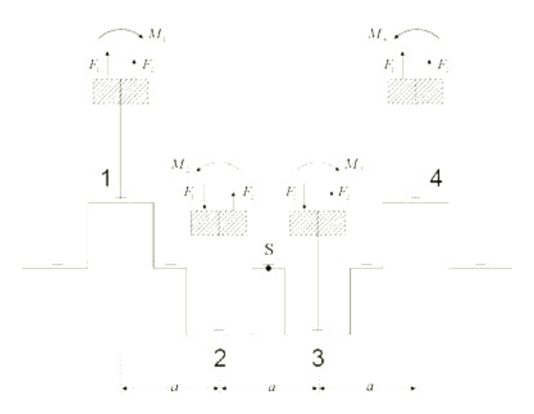


Bild 9-9: Massenkräfte und Massenmomente beim R4 Triebwerk

Bei Mehrzylindermaschinen greifen an jeder Kröpfung des Kurbeltriebs die Kräfte um den Zylinderabstand a versetzt an. Die Phasenlagen zueinander ergeben sich aus den Winkellagen der Kröpfungen (Kröpfungsstern). Die Summation aller dieser inneren Kräfte nach außen führt zu den sogenannten „freien" Kräften und Momenten. Aus **Bild 9-10** ist z.B. unmittelbar ersichtlich, dass sich beim Vierzylinder-Reihenmotor (R4) mit 180° Zündabstand die Kräfte 1. Ordnung jeweils paarweise kompensieren, während sich die Kräfte 2. Ordnung phasenrichtig zur freien Massenkraft addieren. Freie *Massenmomente* zur *freien Massenkraft* um die Motorquerachse resultieren aus den Hebelarmen der Massenkräfte, bezogen auf den Referenzpunkt S in Kurbelwellenmitte. Im Fall des R4 Triebwerkes heben sich die Massenmomente $M_{1,R4}$ und $M_{2,R4}$ sowohl für die Kräfte 1. Ordnung als auch für die Kräfte 2. Ordnung gegenseitig auf. Daher sind beim R4 Triebwerk nur die Massenkräfte 2. Ordnung nicht ausgeglichen und führen zu der freien Massenkraft 2. Ordnung $F_{2,R4}$ mit einem Einflussfaktor von 4:

$$F_{1,R4} = 4 \cdot F_1 = 0$$

$$F_{2,R4} = 4 \cdot F_2 = 4 \cdot \lambda \cdot \hat{F}_1 \cdot \cos 2\alpha$$

$$M_{1,R4} = M_{2,R4} = 0$$

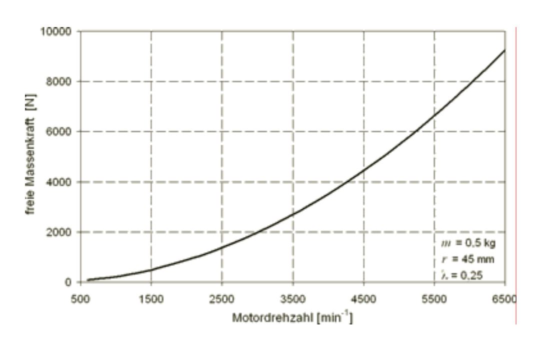


Bild 9-10: Freie oszillierende Massenkräfte beim R4-Triebwerk in Abhängigkeit von der Drehzahl des Motors

Beim V-Triebwerk wirken jeweils ein Zylinderpaar mit um den Zylinderwinkel δ versetzten Zylindern auf eine Kurbelwellenkröpfung. Damit setzen sich die oszillierenden Massenkräfte aus der vektoriellen Summe der Massenkräfte der einzelnen Zylinder zusammen. Für die horizontale und die vertikale Komponente der Massenkraft 1. Ordnung gilt:

$$F_{1,h} = 2 \cdot \hat{F}_1 \cdot \sin^2\left(\frac{\delta}{2}\right) \cdot \sin\left(\alpha\right)$$

$$F_{1,v} = 2 \cdot \hat{F}_1 \cdot \cos^2\left(\frac{\delta}{2}\right) \cdot \cos\left(\alpha\right)$$

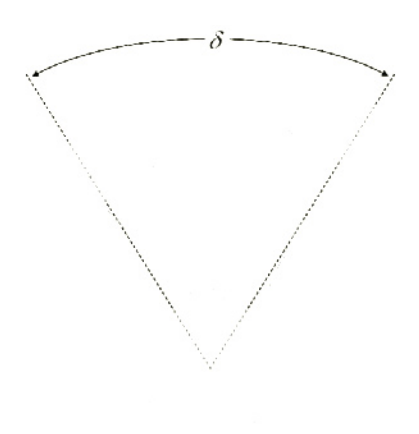


Bild 9-11: Kurbeltrieb beim V2-Triebwerk

Aus der Ortskurve in **Bild 9-12** ist ersichtlich, dass die Massenkraft 1. Ordnung bei 0° Zylinderwinkel eine vertikal oszillierende Kraft darstellt, während sie bei 180° Zylinderwinkel eine horizontal oszillierende Kraft repräsentiert. Bei 90 Grad Zylinderwinkel ergibt sich eine umlaufende Kraft mit konstanter Amplitude. In diesem Fall kann sie wie die rotierende Massenkraft durch Zusatzmassen auf der Kurbelwelle einfach ausgeglichen werden.

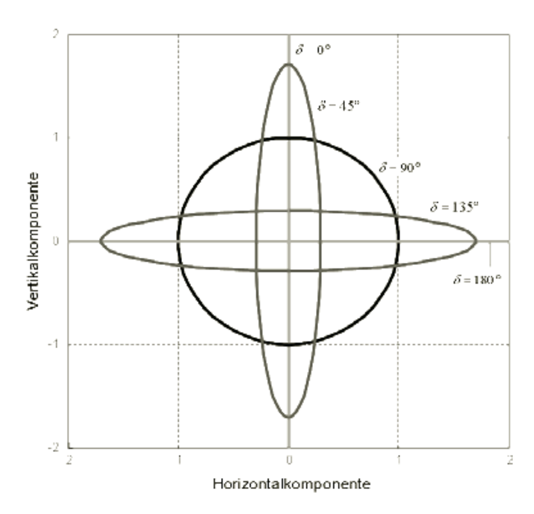


Bild 9-12: Ortskurve der Massenkraft 1. Ordnung beim V2-Triebwerk, Amplituden jeweils bezogen auf $\hat{F}_1$

Bei Triebwerken mit mehreren Zylindern bzw. Zylinderpaaren kompensieren sich die Massenkräfte 1. und 2. Ordnung auch ohne Zusatzmassen, wenn ein zentralsymmetrischer Kurbelstern vorliegt. Die Massenmomente kompensieren sich, wenn die Kurbellwelle im Zylinderabstand a längssymmetrisch gekröpft ist. Die verbleibenden unausgeglichenen Massenkräfte und Massenmomente kann man allgemein als proportional zu den Einflusszahlen $k_{F/M,\,i}$ ansetzen:

$$\hat{F}_{i,Mot} = k_{F,\,i} \cdot \hat{F}_i$$

$$\hat{M}_{i,Mot} = k_{M,\,i} \cdot a \cdot \hat{F}_i$$

In **Tabelle 9-1** sind die Einflusszahlen für die gebräuchlichsten Motorbauformen aufgeführt. Daraus wird ersichtlich, dass nur beim R6 und beim V12 Triebwerk alle Massenkräfte und Momente ohne weitere Maßnahmen ideal ausgeglichen sind, während die anderen Bauformen teilweise unausgeglichene freie Kräfte und Momente aufweisen. Diese müssen in der Motorlagerung aufgefangen werden. Über die Isolationseigenschaften der Motorlagerung gelangen die Anregungen mehr oder weniger gedämpft als Körperschall in die Fahrzeugstruktur und werden von dort wiederum als Luftschall abgestrahlt. Durch zusätzliche Maßnahmen zum Massenausgleich (Normalausgleich oder Ausgleichswellen) kann diese unerwünschte Körperschallquelle zumindest teilweise wieder eliminiert werden (Kapitel 9.3).

Motor-Bauform	Freie Kräfte 1./2. Ordnung		Freie Momente 1./2. Ordnung	
	ohne NA	mit NA	ohne NA	mit NA
R4	*0/4*	*0/4*	*0*	*0*
R5	*0*	*0*	*0,449/4,98*	*0,225/4,98*
R6	*0*	*0*	*0*	*0*
V6 / 60°	*0*	*0*	*1,5/1,5*	*0/1,5*
V8 / 90°	*0*	*0*	*3,162/0*	*0*
V10 / 72°	*0*	*0*	*4,98/0,634*	*0/0,634*
V12 / 60°	*0*	*0*	*0*	*0*

Tabelle 9-1: Einflusszahlen der freien Kräfte und freien Momente für gebräuchliche Motorbauformen von Viertaktmotoren, ohne und mit Normalausgleich (NA)

9.2.3 Gaskräfte

Die Gaskräfte in Zylinderrichtung errechnen sich aus dem indizierten Zylinderdruck p_i multipliziert mit der Zylinderfläche A:

$$F_g = p_i \cdot A$$

Der typische Verlauf des Zylinderdrucks lässt sich aus dem Indikatordiagramm von **Bild 9-13** entnehmen.

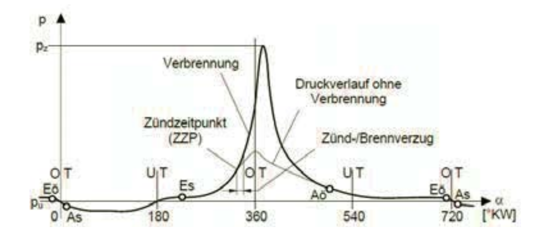
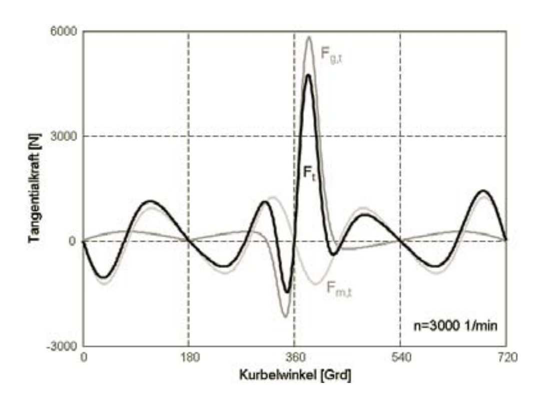


Bild 9-13: Schematischer Verlauf des Gasdrucks über dem Kurbelwinkel

Für die Bestimmung des Motormomentes sind die Tangentialkräfte maßgeblich, welche am Kurbeltrieb angreifen. Die Massentangentialkraft F_{mt} ist die auf die Kurbelwelle bezogene Wirkung der Massenkräfte. Sie errechnet sich aus der Kraftzerlegung über die Geometrie des Kurbeltriebes nach **Bild 9-7** wie folgt:

$$F_{m,t} = -F_{osz} \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda \sin\alpha \cos\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\alpha}} \right)$$



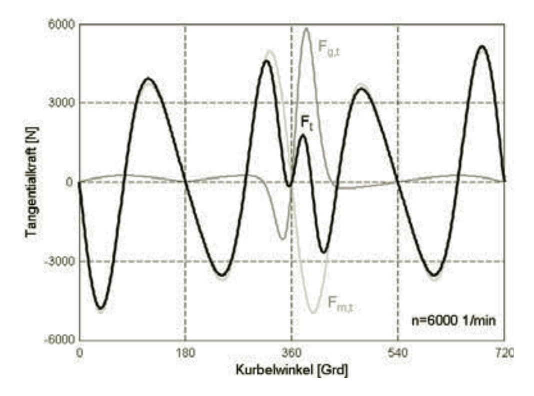


Bild 9-14: Verlauf der Tangentialkräfte über dem Kurbelwinkel beim Einzylindermotor bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen

Die durch die Gaskräfte hervorgerufene Tangentialkraft errechnet sich analog zu:

$$F_{g,t} = p_i \cdot A \cdot \left(\sin\alpha + \frac{\lambda \sin\alpha \cos\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\alpha}} \right)$$

Fasst man nun die tangentialen Gas- und Massenkräfte zusammen und multipliziert diese mit dem Kurbelradius *r*, so erhält man das resultierende Drehmoment (**Bild 9-14**).

$$M_t = F_t \cdot r = \left(F_{m,t} + F_{g,t}\right) \cdot r$$

Bei den verschiedenen Motorbauformen addieren sich nun die Tangentialkräfte der einzelnen Zylinder in der Kurbelwelle entsprechend dem Zündabstand bzw. der Kurbelwellenkröpfung. In **Bild 9-15** ist der Verlauf der resultierenden Tangentialkraft für R4-Triebwerke mit 180° Zündabstand und für R6-Triebwerke mit 120° Zündabstand im Vergleich dargestellt. **Bild 9-16** zeigt die Abhängigkeit der Gaswechselmomente von der Zylinderzahl des Triebwerkes auf. Es ist unmittelbar ersichtlich, dass der Mittelwert der Tangentialkraft und damit auch des effek-

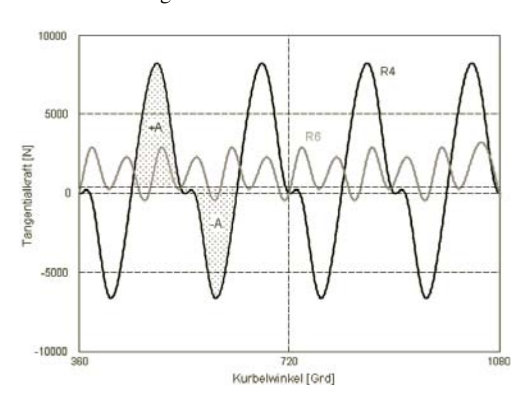


Bild 9-15: Verlauf der Tangentialkraft bei R4 und R6 Triebwerken im Vergleich

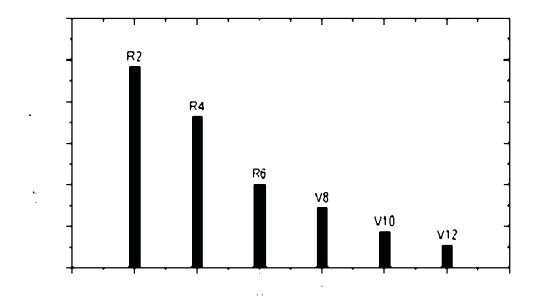


Bild 9-16: Gaswechselmomente bei Drehzahl 1000 1/min, mittleres indiziertes Moment 60 Nm

tiven Motormomentes an der Kurbelwelle – insbesondere beim Vierzylindermotor – von sehr großen Amplitudenschwankungen überlagert ist. Ohne zusätzliche Maßnahmen resultieren daraus hohe Drehungleichförmigkeiten mit entsprechend negativen Auswirkungen auf die Geräuschemissionen und Vibrationen im Fahrzeug.

Die Anteile der Gas- und Massenkräfte verändern sich in den unterschiedlichen Betriebszuständen beträchtlich. Der Spitzendruck im Brennraum und damit die korrespondierende Gastangentialkraft kann bei gleicher Last in einem weiten Drehzahlbereich als näherungsweise konstant angesehen werden und steigt nahezu linear mit der Motorlast an, während die Massenkräfte quadratisch mit der Motordrehzahl ansteigen. Bei kleinen Drehzahlen und hoher Last ist daher die Gaskraft bestimmend, während bei geringer Last und hoher Drehzahl die Massenkräfte vorherrschen. Aus **Bild 9-17** wird am Beispiel des R4-Triebwerks auch deutlich, dass der Gas- und der Massenkraftverlauf nahezu 180 Grad Phasendrehung besitzen und sich dadurch teilweise kompensieren.

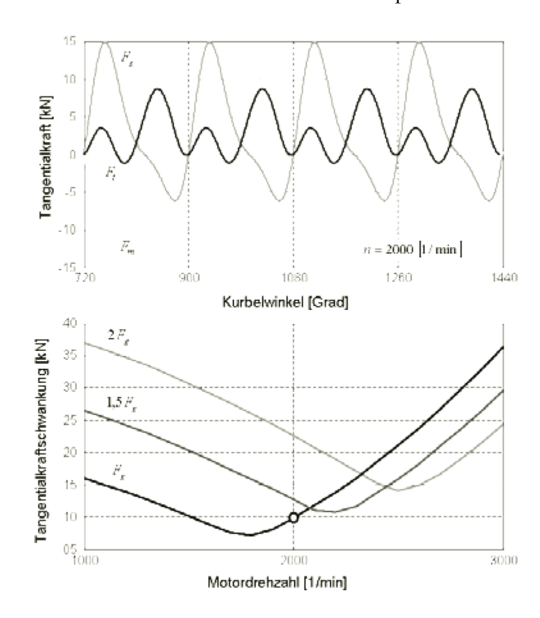


Bild 9-17: Verlauf der Tangentialkraft über dem Kurbelwinkel (oben) und der Tangentialkraftschwankung (unten) über der Motordrehzahl (R4-Triebwerk)

Da die Massenkraft bei niedrigen Drehzahlen noch gering ist, wird die Tangentalkraftschwankung in diesem Bereich in erster Linie durch den Verlauf der Gaskraft bestimmt. Mit zunehmender Drehzahl kompensiert die ansteigende Massenkraft zunehmend die Gaskraft, was zu einer kontinuierlich abnehmenden Tangentialkraftschwankung führt. Bei weiter ansteigenden Drehzahlen dominiert schließlich die Massentangentialkraft, was wiederum einen Anstieg der Tangentialkraftschwankung verursacht. Im unteren Teil von **Bild 9-17** ist der Verlauf der Tangentialkraftschwankung über der Drehzahl exemplarisch dargestellt. Deutlich geht daraus die Kompensationswirkung im mittleren Drehzahlbereich hervor. Mit größer werdender Gaskraft verschiebt sich der Kompensationsbereich zu immer höheren Drehzahlen. Das Bild zeigt auch, dass infolge des Kompensationseffektes die Amplitude der Tangentialkraftschwankung im massedominierten hohen Drehzahlbereich mit ansteigender Last abnimmt. Dies führt zu einem negativen akustischen Last-Feedback, welches aus psychoakustischer Sicht eher nicht erwünscht ist (Kapitel 8.3).

9.3 Massenausgleich

Als Massenausgleich bezeichnet man alle Maßnahmen, mit deren Hilfe die Wirkung der Massenkräfte nach außen verringert oder eliminiert wird. Sollen nicht nur die rotierenden Massenkräfte ausgeglichen werden, so kann mit dem sogenannten Normalausgleich zusätzlich ca. 50 % der oszillierenden Massenkraft durch eine entsprechende Ausgleichsmasse kompensiert werden. Ein hundertprozentiger Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte durch eine umlaufende Zusatzmasse ist jedoch nicht sinnvoll, da diese gleichzeitig eine oszillierende Massenkraft in der Querachse induziert. Je nach Ausgleichsgrad mit weniger, gleich oder mehr als 50 Prozent, beschreibt der Restkraftvektor eine vertikale Elipse, einen Kreis oder eine horizontale Elipse. Ein vollständiger Massenausgleich kann dagegen durch zwei gegenläufige Ausgleichswellen erzielt werden, bei denen sich die Massenkräfte in Querrichtung aufheben und die mit einer Geschwindigkeit korrespondierend zur Ordnung der zu kompensierenden Kraft umlaufen (Lanchester-Ausgleich).

Der Vierzylinder-Reihenmotor stellt in Europa die bei weitem häufigste Motorenbauart dar. Durch den Trend

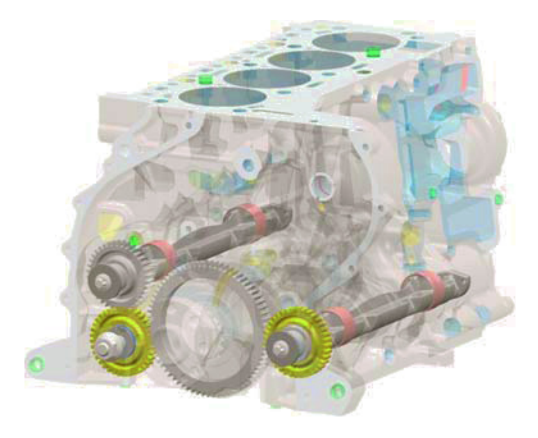


Bild 9-18: Vierzylindermotor mit Ausgleichswellen mit Höhenversatz

zum Downsizing, d.h. zu aufgeladenen Motoren mit kleinerem Hubraum, ist mit einer weiteren Zunahme der Popularität der R4-Motoren zu rechnen. Im Vergleich mit Sechszylindermotoren weisen R4-Triebwerke allerdings prinzipbedingte Komfortnachteile auf. Diese sind in erster Linie auf die freien Massenkräfte zurückzuführen. Um dieses Manko zumindest teilweise auszugleichen, werden bereits heute die meisten neuen R4-Motoren in der 2,0 L Hubraumklasse mit Ausgleichswellen ausgerüstet. Diese sind bei Motorkonzepten ohne inneren Massenausgleich ein wirksames Mittel zur vibroakustischen Optimierung.

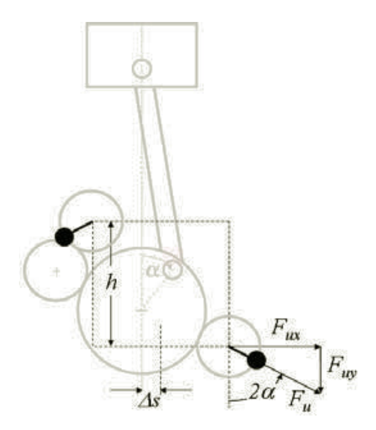


Bild 9-19: Schematische Darstellung eines Kurbeltriebs mit Ausgleichswellen und Höhen- sowie Querversatz

Beim Vierzylindermotor können die Massenkräfte 2. Ordnung durch zwei gegenläufig drehende Ausgleichswellen, die mit der doppelten Kurbelwellendrehzahl rotieren, vollständig eliminiert werden. In **Bild 9-19** ist eine typische Anordnung der Ausgleichswellen am Kurbeltrieb mit dem Höhenversatz h und dem Querversatz Δs schematisch dargestellt. Für die Unwuchtkräfte gilt in diesem Fall:

$$F_U = U_{AGW} \cdot \omega^2 = U_{AGW} \cdot 2 \cdot \dot{\alpha}^2$$

$$F_{Ux} = F_U \cdot \sin 2\alpha$$

$$F_{Uy} = F_U \cdot \cos 2\alpha$$

Die Unwuchtkraft F_u der Ausgleichswellen muss für vollständigen Massenausgleich entgegengesetzt gleich der freien Massenkraft zweiter Ordnung sein. Ohne Berücksichtigung von Höhenversatz ($h = 0$) und Querversatz ($\Delta s = 0$) ergibt sich damit beim R4-Motor:

$$2 \cdot F_{Uy} = 4 \cdot F_2$$

$$2 \cdot U_{AGW} \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha = 4 \cdot m_{osz} \cdot r \cdot \lambda \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha$$

Für die Unwucht U_{AGW} jeder Ausgleichswelle errechnet sich damit:

$$U_{AGW} = 2 \cdot m_{osz} \cdot r \cdot \lambda$$

Neben den oszillierenden Massenkräften, die den Motor in Zylinderrichtung anregen, treten bei R4-Motoren zusätzlich aufgrund der Massentangentialkraft drehzahlabhängige Kippmomente um die Längsachse des Motors auf, die ebenfalls vom Motorlager aufgenommen werden müssen. Entsprechend der Massentangentialkraft sind diese Momente beim R4-Motor weitgehend sinusförmige Momente 2. Ordnung (**Bild 9-15**):

$$M_{K,m} = r \cdot F_{m,t}\big|_{R4} \approx -r \cdot \hat{F}_{m,t} \cdot \sin 2\alpha$$

Das Kippmoment kann durch einen Höhenversatz der Ausgleichswellen zumindest teilweise ausgeglichen werden. Unter Berücksichtigung von Höhen- und Querversatz der Ausgleichswellen ergibt sich nach **Bild 9-19** für das Kippmoment um die Motor-Längsachse:

$$M_{K,AGW} = F_U \cdot \left(h \cdot \sin 2\alpha - 2 \cdot \Delta s \cdot \cos 2\alpha\right)$$

Das vollständige Kippmoment setzt sich aus der Summe des Momentes infolge der Massentangentialkraft und des Momentes der AGW zusammen:

$$M_K = M_{K,m} + M_{k,AGW}$$

$$M_K = -\hat{F}_{m,t} \cdot r \cdot \sin 2\alpha + F_U \cdot \left(h \cdot \sin 2\alpha - 2 \cdot \Delta s \cdot \cos 2\alpha\right)$$

Vernachlässigt man zunächst den Querversatz, so kann ein vollständiger Momentenausgleich mit dem Höhenversatz h_{opt} erreicht werden, wenn gilt:

$$F_U \cdot h_{opt} = \hat{F}_{m,t} \cdot r$$

$$h_{opt} = \frac{\hat{F}_{m,t} \cdot r}{F_U}$$

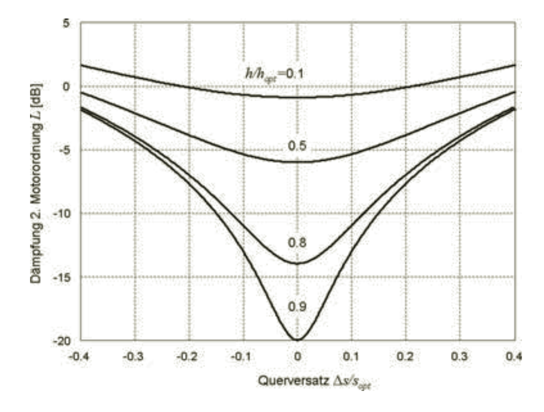


Bild 9-20: Einfluss von Höhen- und Querversatz der Ausgleichswellen auf die Massenmomente

Berücksichtigt man nun zusätzlich noch den Querversatz und setzt das maximale Kippmoment für den Fall eines Motors mit AGW ins Verhältnis zu dem Fall ohne AGW, so erhält man ein Maß für die Wirksamkeit der AGW hinsichtlich des Kippmomentes:

$$\frac{\hat{M}_{K\,mit\,AGW}}{\hat{M}_{K\,ohne\,AGW}} = \sqrt{\left(1-\frac{h}{h_{opt}}\right)^2 + \left(\frac{2\cdot\Delta s}{h_{opt}}\right)^2}$$

Aus dem Bild ist ersichtlich, dass durch den Höhenversatz der Ausgleichswellen eine starke Reduzierung des Massenmomentes erreicht werden kann. Allerdings zeigt das Diagramm auch, dass bereits ein geringer Querversatz die Wirksamkeit des Massenausgleichs stark beeinträchtigt. Die AGW müssen daher möglichst symmetrisch zur vertikalen Symmetrielinie des Motors platziert werden. Bei der Gestaltung der Ausgleichswellen sind auch hohe Anforderungen an die Verzahnungsstufen zu stellen, da aufgrund der hohen Drehzahlen und der unter geringer Last laufenden Ausgleichswellen andernfalls unangenehme Heul- und Rasselgeräusche auftreten können.

Die bisherigen Betrachtungen beziehen sich ausschließlich auf den Einfluss von Massenkräften und sind damit nur im Schleppbetrieb des Motors repräsentativ. Unter Last sind zusätzlich die Gaskräfte zu berücksichtigen. Dabei werden, wie in Kapitel 9.2.3 beschrieben, Kompensationseffekte zwischen Gas- und Massenkräften wirksam. Beim vollständigen Ausgleich des Kippmomentes infolge der Massenkräfte sind die Gaskräfte über dem gesamten Drehzahlbereich dominant, während sie bei unkompensiertem Kippmoment im mittleren Drehzahlbereich durch die Massenkräfte teilweise kompensiert werden.

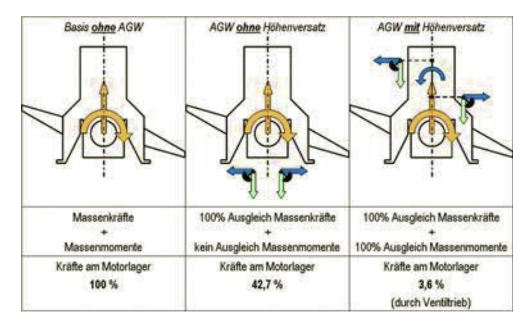


Bild 9-21: Massenausgleich beim Vierzylindermotor (beispielhaft)

In **Bild 9-22** ist der typische Verlauf der Schwingbeschleunigung eines R4 Motors am Motorlager für die Fälle unausgeglichener Motor (ohne AGW) und ausgeglichener Motor (mit AGW) dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass beim unausgeglichenen Motor bei höheren Drehzahlen nur die Massenkräfte wirksam werden, Schub und Zug liefern in diesem Fall die gleichen Werte. Nur bei niedrigen Drehzahlen sind die Gaskräfte in Volllast dominant. Im Fall des Motors mit AGW und Massenausgleich werden die annähernd konstanten Gaskräfte mit ansteigender Drehzahl zunehmend durch die gegenphasigen Massenkräfte kompensiert und erreichen im mittleren Drehzahlbereich ihr Minimum. Zu hohen Drehzahlen hin steigt die Beschleunigung am Lager infolge der weiter ansteigenden Massenkräfte dann wieder an. Erst im Schubbetrieb erreicht die Schwingbeschleunigung am Lager ihren Maximalwert, da die Massenkräfte nur in diesem Fall ohne Kompensation durch die Gaskräfte wirksam werden können.

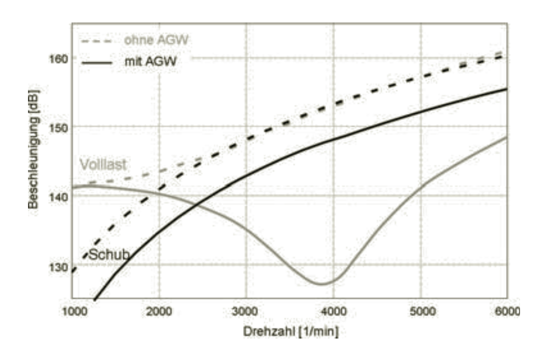


Bild 9-22: Simulierte Schwingbeschleunigung am Motorlager, ohne und mit AGW

Die Kompensation der Gaskräfte durch die Massenkräfte hat auf der einen Seite den Vorteil, dass die Körperschall-Einleitung über die Motorlager gemindert wird. Auf der anderen Seite ergibt sich dadurch aber ein unerwünschtes akustisches Lastwechselverhalten. Wie das obige Diagramm zeigt, liegt schon ab ca. 2500 U/min die Anregung aus der zweiten Motorordnung im Schubbetrieb oberhalb derjenigen unter Last. Das führt nicht nur zu einem unerwünscht brummigen Klangeindruck in der Schubphase, es ist auch kontraproduktiv im Sinne eines psychoakustisch wünschenswerten Pegelsprungs unter Last (Kapitel 8.3).

In den vorstehenden Betrachtungen wurde die Auswirkung der unausgeglichenen Massen auf die Körperschall-Einleitung in den Fahrzeug-Innenraum über die Motorlager näher analysiert. Es soll hier aber auch darauf hingewiesen werden, dass neben diesem Einleitungspfad noch zahlreiche andere Einleitungspfade wirksam sein können, beispielhaft seien nur Getriebelager, Kühleranbindung und Schlauchleitungen genannt. Darüber hinaus sind auch noch die erhöhten Luftschall-Emissionen eines Verbrennungsmotors ohne Massenausgleich mit zu berücksichtigen.

In **Bild 9-23** ist der gesamthafte Einfluss von Ausgleichswellen auf das Fahrzeug-Innengeräusch für eine typische UKL-Limousine im Schleppbetrieb

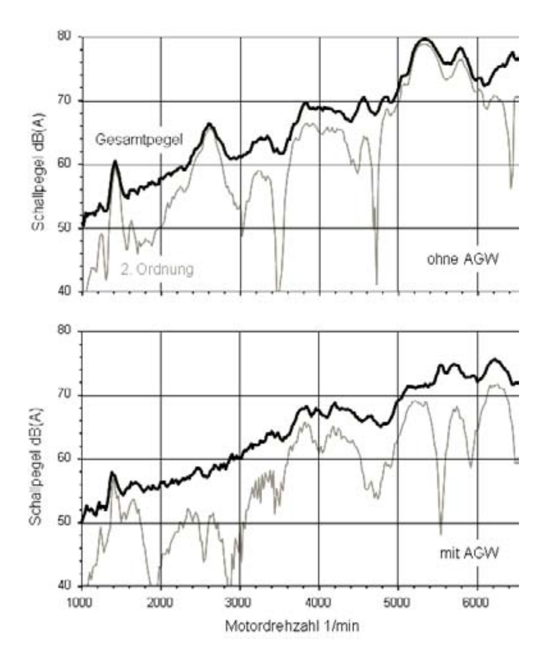


Bild 9-23: Einfluss der Ausgleichswellen auf das Innengeräusch des Fahrzeugs, Schubbetrieb im 4. Gang

dargestellt. Deutlich erkennt man, dass die Anregungen aus der 2. Motorordnung beim Fahrzeug ohne AGW mit zunehmender Drehzahl im Vergleich zum Fahrzeug mit AGW immer dominanter werden und ab ca. 4000 U/min schließlich pegelbestimmend sind. Aus dem Bild ist ebenfalls zu entnehmen, dass die hohe Anregung aus der zweiten Motorordnung auch im unteren Drehzahlbereich Strukturresonanzen anregt, die zu unerwünschten Pegelüberhöhungen im Innenraum des Fahrzeugs führen.

9.4 Leistungsausgleich

Wie im vorstehenden Kapitel gezeigt wurde, stellt ein Verbrennungsmotor sein Antriebsmoment nicht gleichmäßig zur Verfügung. Das Drehmoment schwankt vielmehr periodisch während eines Arbeitstaktes der Verbrennungsmaschine um den Mittelwert. Es kann nach Kapitel 9.2.3 aus dem Verbrennungsdruck während eines Arbeitstaktes und den mechanischen Parametern des Kurbeltriebs abgeleitet werden. Form und Absolutwert der Schwankungen werden in erster Linie bestimmt durch die Zylinderanzahl des Motors, dessen Betriebspunkt und das Verbrennungsverfahren. Aus den Drehmomentenschwankungen resultieren Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, die ihrerseits Störgeräusche, wie z.B. Getrieberasseln oder Brumm- und Dröhngeräusche in der Karosserie verursachen können. Getriebeklappern bzw. -rasseln kann entstehen, wenn die Drehungleichförmigkeit am Getriebeeingang einen kritischen Wert überschreitet (Klappergrenze, Kapitel 9.5.5). Karosseriebrummen ist die Folge von resonanten Überhöhungen der Drehmomentschwankung an der Kardanwelle bzw. am Rad, da diese über die Reaktionskräfte in der Achslagerung auch in die Karosserie eingeleitet werden (Kapitel 9.6.3).

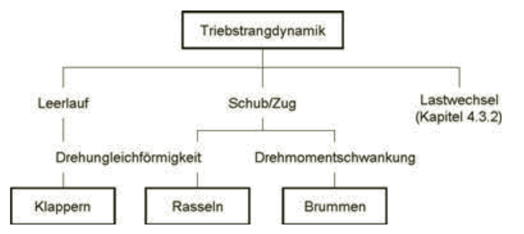


Bild 9-24: Akustikphänomene infolge von Drehungleichförmigkeiten im Triebstrang

Drehungleichförmigkeiten im Triebstrang können als Schwankung der Drehkreisfrequenz ω um einen Mittelwert ω_m dargestellt werden. Dabei ist $p(\varphi)$ eine Funktion, die den Verlauf der Drehungleichförmigkeit charakterisiert und im Intervall (1, -1) variiert während δ den so genannten Drehungleichförmigkeitsgrad darstellt.

$$\omega = \omega_m \left[1 + \frac{\delta}{2} \cdot p(\varphi)\right] = \omega_m + \tilde{\omega}$$

mit

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

$$\omega_m = \overline{\omega} \approx \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2}$$

9.4.1 Schwungmasse und Torsionsdämpfer

Um die Drehungleichförmigkeit in Grenzen zu halten, werden Verbrennungsmotoren an der Abtriebsseite mit Schwungrädern ausgestattet. Das erforderliche Trägheitsmoment J_S der Schwungscheibe kann aus der gerade noch tolerierten Drehungleichförmigkeit und dem Trägheitsmoment J_M der drehenden Massen des Verbrennungsmotors wie folgt ermittelt werden:

$$2A = \delta \cdot \omega_m^2 \cdot \left(J_V + J_S\right)$$

Das Ersatzträgheitsmoment eines Verbrennungsmotors ist aufgrund der Kinematik des Kurbeltriebes nicht konstant. Es kann in der Praxis näherungsweise mit der Frahmschen Formel aus den rotierenden und den oszillierenden Massen berechnet werden:

$$J_v = r^2 \cdot \left(m_{rot} + \frac{m_{osz}}{2}\right)$$

Die Anregung A ergibt sich dabei aus dem Integral der Halbwelle der Tangentialkraft über und unter dem Mittelwert (**Bild 9-15**).

$$A = r \cdot \int_{Halbwelle} F_t(\varphi) d\varphi$$

Ist die Drehungleichförmigkeit δ_M des Motors ohne Schwungrad bekannt, so kann die Wirkung der zusätzlichen Masse des Schwungrades nach folgender Beziehung bestimmt werden:

$$\frac{\delta}{\delta_V} = \frac{1}{1 + \frac{J_S}{J_V}}$$

Der Motor mit angeflanschter Schwungmasse ist über die Kupplung mit dem Getriebe verbunden. In die Kupplungsscheibe ist ein Torsionsdämpfer integriert. Dieser sorgt im eingekuppelten Zustand dafür, dass die immer noch vorhandene Drehungleichförmigkeit vom Triebstrang isoliert und damit Rassel- und Brummgeräusche bedämpft werden. In **Bild 9-25** ist die typische Kennlinie eines Torsionsdämpfers schematisch dargestellt. Dabei wird zwischen Leerlaufbereich, Zug- und Druckstufe sowie den Endanschlägen unterschieden. Die Federsteifigkeit im Leerlaufbereich beträgt nur wenige Prozent derjenigen in der Zug- und Druckstufe. Dadurch werden die Drehungleichförmigkeiten im Leerlauf weitgehend vom Getriebe entkoppelt und Leerlaufrasseln verhindert. In der Zug- und Druckstufe kann dies aufgrund der steifen Kennlinie bei großen Amplituden nicht mehr vorausgesetzt werden. Vielmehr ist hier der gesamte Triebstrang mit seinen Trägheiten und Steifigkeiten zu berücksichtigen.

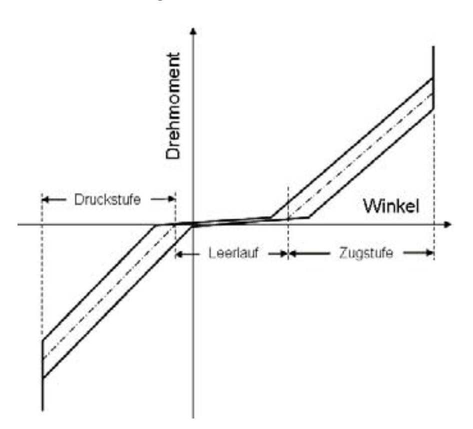


Bild 9-25: Schematische Kennlinie eines Torsionsdämpfers

Um die wesentlichen akustischen Phänomene zu erklären, genügt bereits ein vereinfachtes Dreimassenmodell, wie es in **Bild 9-26** dargestellt ist. In der Praxis werden für genaue quantitative Analysen jedoch wesentlich detailliertere Modelle betrachtet [12]. Die Drehmasse J_3 symbolisiert alle abtriebsseitigen Massen des bewegten Fahrzeugs. J_1 setzt sich aus den Drehmassen von Motor und Schwungscheibe zusammen:

$$J_1 = J_V + J_S$$

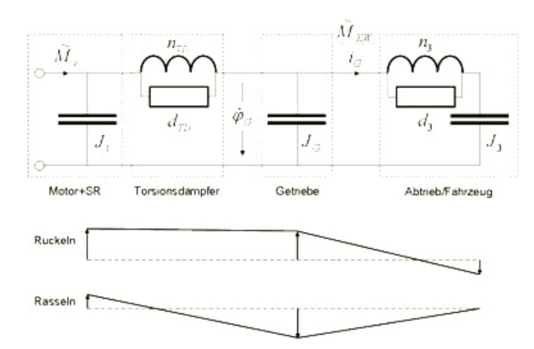


Bild 9-26: Lineares Dreimassenmodell des Triebstrangs mit Schwingformen

Als Kriterium für die Rasselanregung wird dabei die Winkelbeschleunigungsamplitude $\ddot{\varphi}_G$ am Getriebeeingang herangezogen, während die Brummneigung gut mit der Drehmomentschwankung $\tilde{M}_{KW}$ an der Kardanwelle korreliert.

Das obige Modell besitzt zwei Eigenformen. Bei der tieffrequenten Eigenform schwingen die Massen von Motor und Getriebe gemeinsam entgegengesetzt zur Fahrzeugmasse. Diese Schwingform entspricht den in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Lastwechselschwingungen. Die Eigenfrequenz ω_R dieser Schwingform beträgt in der Praxis ca. 2–8 Hz. Sie kann durch ein Zweimassenmodell angenähert werden, welches die Motor- und die Getriebemasse zusammenfasst (strichlierte Kurve in **Bild 9-27**).

$$\omega_R^2 = \frac{1}{n_3 \cdot J_R}$$

$$J_R \approx \frac{(J_1 + J_G) \cdot J_3}{J_1 + J_G + J_3}$$

In der höherfrequenten Eigenform schwingt das Getriebe entgegen der Motormasse. Da die Torsionsfeder ausreichend steif sein muss, liegt die Eigenfrequenz ω_{TD} in der Praxis mit 40–80 Hz weit oberhalb von ω_R. Damit gilt die Abschätzung:

$$\omega_{TD}^2 \approx \frac{1}{n_{TD} \cdot J_{TD}}$$

$$J_{TD} = \frac{J_1 \cdot J_G}{J_1 + J_G}$$

In **Bild 9-27** ist die aus obigem Modell berechnete Drehmomentschwankung an der Kardanwelle sowohl als Amplitudengang über der Frequenz, als auch linear über der Drehzahl des Motors dargestellt. Im unteren Bildteil ist zusätzlich die Drehbeschleunigung am Getriebeeingang als Maß für die Drehungleichförmigkeit visualisiert. Aus der Gegenüberstellung wird ersichtlich, dass die tieffrequente Eigenform weit unterhalb der Leerlaufdrehzahl liegt. Die hochfrequente Eigenform befindet sich dagegen mit 40–80 Hz bzw. 1200–2400 1/min im relevanten Drehzahlband des Motors. Sie kann durch ihre Frequenzlage und Amplitudenüberhöhung in erster Linie zu Getrieberasseln aber auch zu Brummerscheinungen in der Karosserie führen. Nur oberhalb der Resonanz kann der Torsionsdämpfer die unerwünschten Drehschwingungen wirksam vom Triebstrang isolieren. Erhöht man die Dämpfung des Torsionsdämpfers, um die Resonanz

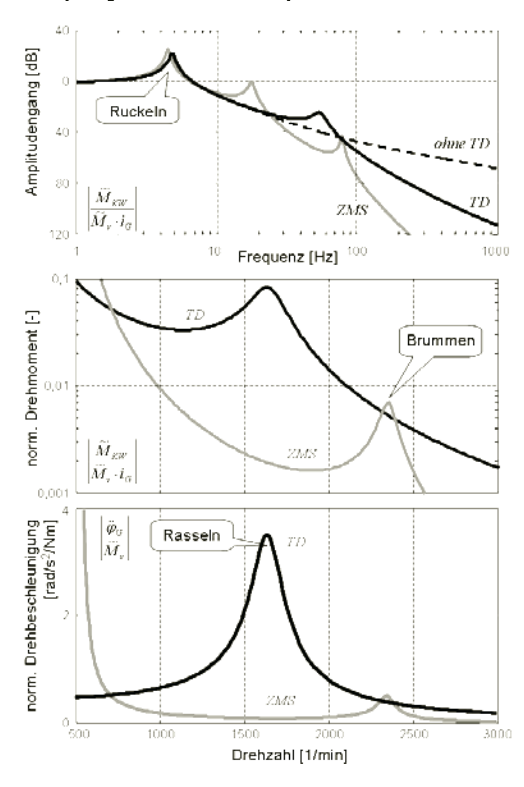


Bild 9-27: normierte Drehmomentschwankung an der Kardanwelle als Amplitudengang (oben) und in linearer Darstellung über der Motordrehzahl (mitte) sowie normierte Winkelbeschleunigung über der Motordrehzahl (unten); Jeweils der einfache Torsionsdämpfer (TD) im Vergleich zum Zweimassenschwungrad (ZMS)

spitze zu reduzieren, so wird gleichzeitig auch die Isolation bei höheren Drehzahlen ungünstig beeinflusst. Hier muss deshalb ein Kompromiss zwischen ausreichender Rasseldämpfung (Hysterese der Kennlinie) und überkritischer Entkopplung gesucht werden. Gute Isolation im ganzen nutzbaren Drehzahlband ist durch eine derartige Kompromissauslegung jedoch nicht zu gewährleisten. Dies gelingt erst durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrades (ZMS).

9.4.2 Zweimassenschwungrad

Nach Formel 9-1 erfordert eine ausreichende Reduktion der Drehungleichförmigkeiten den Einsatz entsprechend großer Schwungmassen. Diese sind jedoch kontraproduktiv für den angestrebten Fahrzeug-Leichtbau und die Drehfreude des Verbrennungsmotors. Durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrades (ZMS) ist es möglich, eine verbesserte Schwingungsisolation bei reduziertem Gewicht der Schwungmasse zu erreichen. Dazu wird diese zweigeteilt in eine motorseitige und in eine getriebeseitige Teil-Schwungmasse:

$$J_{ZMS1} = k \cdot J_S; \; J_{ZMS2} = (1-k) \cdot J_S$$



Bild 9-28: Zweimassenschwungrad, Fa. LUK

Die beiden Massen werden über ein Feder-Dämpfer-System gekoppelt, das auch die Funktion des Torsionsdämpfers mit übernimmt. Durch eine weiche Abstimmung der Federeinheiten wird die Resonanzfrequenz des ZMS deutlich unter die Leerlaufdrehzahl des Motors verlagert, jedoch ergibt sich durch

die zusätzliche Drehmasse auf der Sekundärseite des ZMS in Verbindung mit der Nachgiebigkeit der Getriebeeingangswelle ein weiterer Schwingungsmode, dessen Eigenfrequenz oberhalb der Resonanz des einfachen Torsionsdämpfers bei 80–120 Hz zu liegen kommt **(Bild 9-27)**. Das ZMS wirkt somit wie ein mechanisches Tiefpassfilter 2. Ordnung. Wie der Vergleich mit dem Torsionsdämpfer in **Bild 9-27** zeigt, findet durch das ZMS im gesamten relevanten Drehzahlbereich eine Entkopplung der Drehschwingungen des Motors vom Antriebsstrang statt. Auf diese Weise wird Getrieberasseln wirksam unterdrückt, allerdings kann als Nebenwirkung eine erhöhte Neigung des Fahrzeugs zum Ruckeln auftreten und durch die Resonanzspitze des zusätzlichen Schwingungsmodes Brummen hervorgerufen werden.

Die statische Kennlinie eines ZMS besitzt ähnlich wie der Torsionsdämpfer eine weiche erste Stufe, die durch eine oder mehrere härtere Stufen ergänzt wird. Dadurch wird sichergestellt, dass die Isolation beim Resonanzdurchgang während des Startvorgangs und im Niedriglastbereich ausreichend hoch liegt, während die härteste Stufe auf das maximale Drehmoment ausgelegt wird. Fahrzustände wie Motorstart und -stopp, aber auch Lastwechselschläge sowie das Fahren bei sehr niedriger Drehzahl erfordern hohe Dämpfungsmomente, während im Normalbetrieb geringe Dämpfung angestrebt wird, um die Isolation nicht zu beeinträchtigen. Während die Drehungleichförmigkeit im Fahrbetrieb nur zu wenigen Grad Verdrehwinkel führt, kann dieser im Resonanzdurchgang bzw. bei Lastwechseln im unteren Drehzahlbereich stark ansteigen. Insbesondere bei Dieselmotoren werden Weitwinkel-ZMS mit Verdrehwinkeln von bis zu ± 40° und entsprechend niedrigen Federsteifigkeiten eingesetzt. Das gewünschte Übertragungsverhalten kann über die Bauart des ZMS in gewissen Grenzen beeinflusst werden. Hauptparameter sind dabei das primär- und sekundärseitige Massenträgheitsmoment, sowie die Federrate und die Dämpfungscharakteristik des Torsionsdämpfers.

Phänomen	Winkel	Federrate	Dämpfung
Resonanzdurchgang	groß	klein	groß
Lastwechsel Ruckeln	groß	mittel	groß
Brummen Rasseln	klein	klein	klein

Tabelle 9-2: Anforderungen an den Torsionsdämpfer im ZMS

Das über die Bogenfedern übertragene Moment errechnet sich aus der Federsteifigkeit c der Bogenfedern und dem Verdrehwinkel $\Delta\varphi$ des ZMS:

$$M_{BF} = c \cdot \Delta\varphi$$

Von großer Bedeutung für das dynamische Verhalten des ZMS ist die reibungsbehaftete Führung der Bogenfederwindungen in den Bogenfederschalen **(Bild 9-28)**. Der Normalkraftanteil auf die Bogenfederschalen errechnet sich aus dem Federmoment [2]:

$$F_{N1} = \frac{M_{BF}}{r} \sin(\varphi_0 - \Delta\varphi) = \frac{c}{r} \Delta\varphi_0 \cdot \sin(\varphi_0 - \Delta\varphi)$$

Bei Zunahme des Verdrehwinkels $\Delta\varphi$ wird die Kraft in der Bogenfeder größer, aber gleichzeitig der Winkel zwischen den Bogenfederenden $\varphi_0 - \Delta\varphi$ kleiner. In einem weiten Verdrehwinkelbereich ist der Krafteinfluss dominant **(Bild 9-29)**.

Damit nehmen der Normalkraftanteil aus der Kraftumlenkung und damit auch die Reibung der Bogenfedern kontinuierlich zu. Zunehmende Reibung bedeutet aber eine größer werdende Fläche der Hystereseschleife, bzw. einen größer werdenden Abstand der beiden Äste der Hystereseschleife bei zunehmendem Verdrehwinkel. Bei höheren Drehzahlen ist dieser Effekt nicht mehr wahrnehmbar, da hier ein weiterer Normalkraftanteil aus der quadratisch mit der Drehzahl ansteigenden Fliehkraft der massebehafteten Bogenfedern dominiert:

$$F_{N2} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

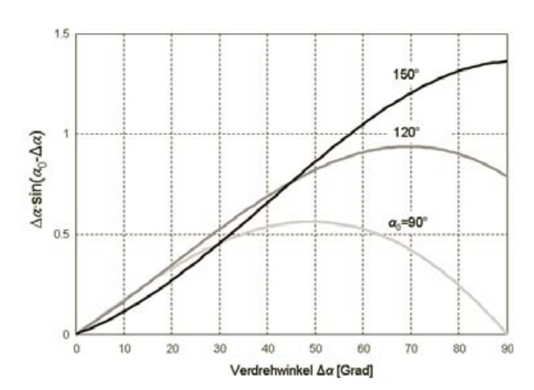


Bild 9-29: Relativer Anstieg der Normalkraft infolge der Kraftumlenkung

Bei niedrigen Drehzahlen ist die Reibung der Bogenfedern klein, die Hysteresekurve wird aber aufgrund der Kraftumlenkung mit ansteigendem Verdrehwinkel breiter. Bei zunehmender Drehzahl wird immer mehr Moment benötigt, um die Bogenfeder in der Schale zu verschieben und es wird zunehmend nur noch ein Teil der Federwindungen verschoben. Die Kennlinie weist daher bei hohen Drehzahlen einen steileren Gradienten auf. Da sich die Federn gleichzeitig aufgrund der Reibung nicht mehr vollständig

entspannen, setzt die Federwirkung auch erst ab einem gewissen Verdrehwinkel ein **(Bild 9-30)**.

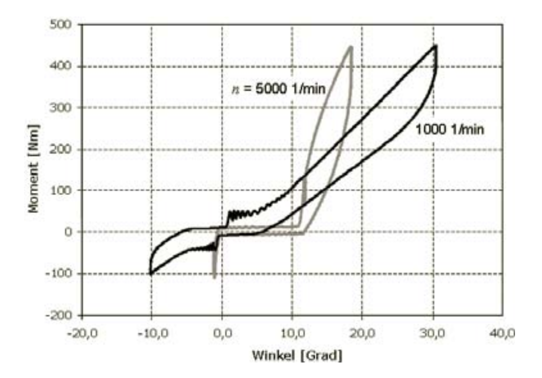


Bild 9-30: Gemessene Kennlinien eines ZMS bei niedrigen und bei hohen Drehzahlen

Entscheidend für die Isolationswirkung ist die Kombination aus Federsteifigkeit und Dämpfungsverhalten im jeweiligen Betriebspunkt. Die Vergrößerungsfunktion in **Bild 9-31** macht deutlich, dass nur bei einem optimal ausgelegten ZMS in allen relevanten Betriebspunkten gute Isolation sichergestellt werden kann.

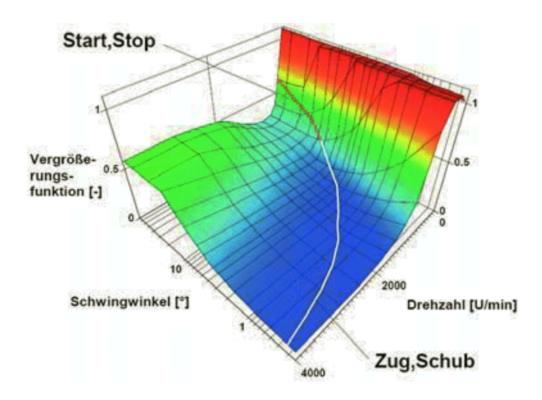


Bild 9-31: Vergrößerungsfunktion eines Bogenfeder-Torsionsdämpfers (Berechnung Fa. LUK)

9.4.3 Weitere Maßnahmen zur Reduktion der Drehungleichförmigkeit

Alternativ oder ergänzend zur Schwungmasse bzw. zum ZMS kann zur Reduktion der Drehungleichförmigkeit ein *drehzahladaptiver Tilger* nach dem Prinzip des Fliehkraftpendels (FKP) verwendet werden. Dabei wird die eingesetzte Masse sehr effizient zum Tilgen der Motor-Hauptordnung eingesetzt (Kapitel 3.3.6). Ist das FKP diekt an der Kurbelwelle angebracht, so wird auch der Nachteil des ZMS vermieden, bei dem durch die reduzierte motorseitige Masse die Drehungleichförmigkeit an der Kurbelwelle ansteigt und das damit die von der Kurbelwelle angetriebenen Nebenaggregate in Bezug auf die Betriebsfestigkeit zusätzlich belastet. Da die Wirkung des FKP abhängig von der Größe der Pendelmassen und dem konstruktiv möglichen Schwingwinkel in der Praxis jedoch begrenzt ist, wird es bisher zumeist nur ergänzend zum ZMS eingesetzt. Die Pendelmassen lassen sich in diesem Fall auf ca. 1 kg begrenzen und der Bauraum entspricht demjenigen des konventionellen Innendämpfers. Nachteilig am Fliehkraftpendel ist auch, dass es prinzipbedingt nur die Motorhauptordnung, nicht aber die Oberschwingungen tilgen kann. Deshalb wird auch an Konzepten gearbeitet, die durch einen elektrischen Stelleingriff ebenfalls Oberschwingungen tilgen können.

Automatik-Fahrzeuge weisen allgemein im Vergleich zu Fahrzeugen mit Handschalt-Getriebe und ZMS ein deutlich höheres Niveau der Drehmomentschwankungen auf. Zur Lösung der damit verbundenen NHV-Probleme kann auch eine schlupfende Wandlerüberbrückungskupplung (WK) eingesetzt werden.

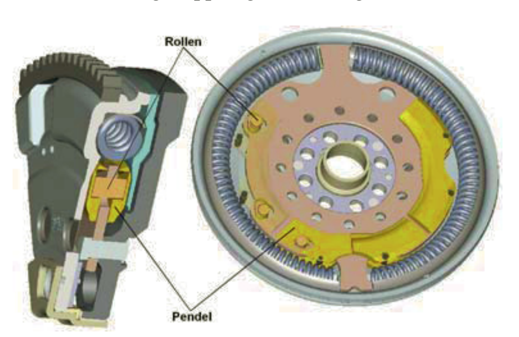


Bild 9-32: Flansch mit Fliehkraftpendel, Fa. LUK

Im Gegensatz zur Dämpfermethode bietet eine schlupfende Überbrückungskupplung eine Schwingungsisolierung, indem die Schwingungsenergie des Motors absorbiert und in Wärme umgewandelt wird, bevor sie den Antriebstrang anregt. Brummresonanzen im Triebstrang können bereits durch einen geringen Schlupf (< 100 1/min) wirksam bedämpft werden **(Bild 9-33)**. Nachteilig ist allerdings die damit einher gehende Verlustleistung in der Kupplung, welche sowohl eine Wirkungsgradverschlechterung nach sich zieht, als auch die Kupplung thermisch erheblich belastet. Daher befinden sich neuerdings alternative Reduktionssysteme für Drehungleichförmigkeiten bei Automatikgetrieben in Gestalt von Turbinen-Torsionsdämpfern bzw. Zwei-Dämpfer-Wandlern in der Entwicklung.

Zur Stromversorgung der elektrischen Verbraucher eines Kraftfahrzeugs wird vom Verbrennungsmotor auch ein Generator angetrieben. Der Generator wird

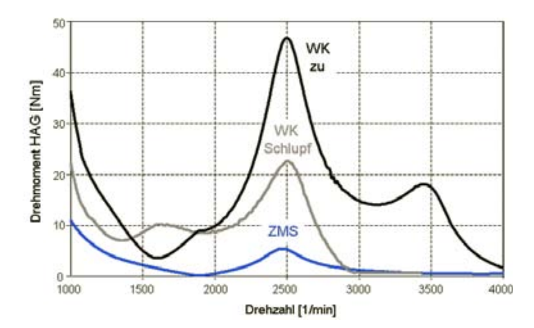


Bild 9-33: Drehmomentschwankungen am Hinterachsgetriebe, Handschaltgetriebe mit ZMS im Vergleich zu Automatik-Getriebe ohne und mit Wandlerschlupf

üblicherweise so gesteuert, dass er eine konstante Leistung erbringt. Das bedeutet, dass das zum Antreiben des Generators erforderliche Drehmoment ebenfalls konstant ist. Da der Generator mechanisch mit dem Verbrennungsmotor gekuppelt ist, wirkt das für seinen Antrieb erforderliche Drehmoment dem vom Verbrennungsmotor erzeugten Drehmoment entgegen. Dadurch wird zwar die absolute Größe des im Antriebsstrang herrschenden Drehmoments reduziert, die Drehmomentschwankungen werden durch das konstante Gegendrehmoment des Generators aber nicht beeinflusst.

Ist der Generator ausreichend starr mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors verbunden, wie dies z.B. beim integrierten Starter-Generator (ISAD) oder bei Hybrid-Antrieben der Fall ist, so kann der Generator prinzipiell auch genutzt werden, um dem Verbrennungsmotor ein wechselndes Gegendrehmoment aufzuprägen, welches gerade das ungleichförmige Tangentialmoment des Verbrennungsmotors kompensiert [11]. In Analogie zur aktiven Schwingungskompensation nach Kapitel 3.4 kann dabei entweder ein Steuerungs- oder ein Regelungsansatz verfolgt werden. Der vergleichsweise hohe Energiebedarf für eine wirksame Bedämpfung des Wechselmomentes steht allerdings bis heute einer serientauglichen Lösung entgegen.

9.5 Mechanische Geräusche

Als mechanisches Geräusch werden alle von der Motorlast unabhängigen Geräuschanteile des Grundmotors zusammengefasst. Es kann durch Schlepp- oder Auslaufversuche ermittelt werden. Die hauptsächlichen Geräuschursachen sind Anregungen durch Massenkräfte des Kurbeltriebs. Aber auch der Ventiltrieb und die Nebenaggregate spielen eine Rolle. Das wirksamste Mittel zur Beeinflussung der mechanischen Geräusche ist die Minderung/Vermeidung von Massenkräften durch Gegengewichte oder durch Ausgleichswellen (Kapitel 9.3). Alle mechanischen Geräusche äußern sich zunächst als Körperschall und werden von den schwingenden Oberflächen als sekundärer Luftschall abgestrahlt (**Bild 9-34**).

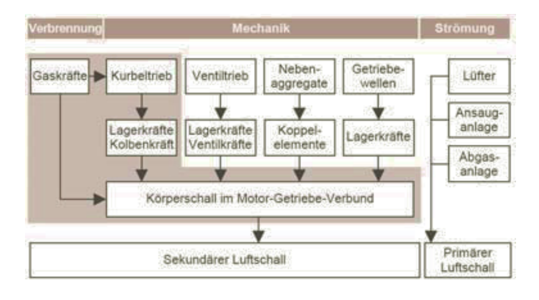


Bild 9-34: Entstehung von Luftschall beim Verbrennungsmotor, nach [6]

Bei der Schallabstrahlung sind typischerweise großflächige und dünnwandige Strukturen, wie z.B. Ölwanne, Ventilabdeckung, Steuergehäuseabdeckung dominant. Aufgrund der dünnwandigen Struktur, kombiniert mit einer relativ hohen Körperschallanregung durch den Motorblock besitzt die Ölwanne den größten Schallleistungsanteil. Ihre Geräuschemission ist insbesondere abhängig von der Anbindung an das Kurbelgehäuse und der Materialwahl (Guss, Alu, Kunststoff, Blech, Sandwich). Akustisch vorteilhaft ist eine entkoppelte Anbindung dieser Bauteile sowie stark dämpfendes Material. Bewährt haben sich hier insbesondere Sandwichbleche aber auch Bauteile aus hochdämpfenden Kunststoffen. Eine weitere Möglichkeit stellt die Bedämpfung stark schwingender Oberflächen durch das Aufbringen von Dämpfungsbelägen dar (Kapitel 6.2.6). Absorbierend und dämmend ausgelegte Akustikabdeckungen aus PUR-Formteilen mit angeschweißten Vliesstoffen, welche dem Motorraum gleichzeitig ein gefälliges Erscheinungsbild geben, reduzieren ebenfalls wirksam die Luftschallemission im Bereich des Zylinderkopfes (siehe auch Kapitel 5.5.2).



Bild 9-35: Akustikabdeckungen, Fa. WOCO

9.5.1 Kurbeltrieb

Für die quantitative Vorhersage der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors ist die genaue Kenntnis der Oberflächenschnellen erforderlich (Kapitel 6.1.2). Das Kurbelgehäuse selbst spielt dabei eine zentrale Rolle für die Motorgeräuschcharakteristik, da es sowohl von den Gas- wie auch den Massenkräften direkt angeregt wird. Als Anregung sind in erster Linie die dynamischen Kurbeltriebskräfte relevant. Eine der Hauptursachen für die Geräuschentwicklung ist dabei das Kolbengeräusch. Es wird in erster Linie durch die Kolbenseitenkräfte angeregt (Kolbenschlag). Die dynamische Kolbenseitenkraft F_N errechnet sich aus der Geometrie des Kurbeltriebes nach **Bild 9-7** sowie der Massenkraft F_m und der Gaskraft F_g von Kapitel 9.2 zu:

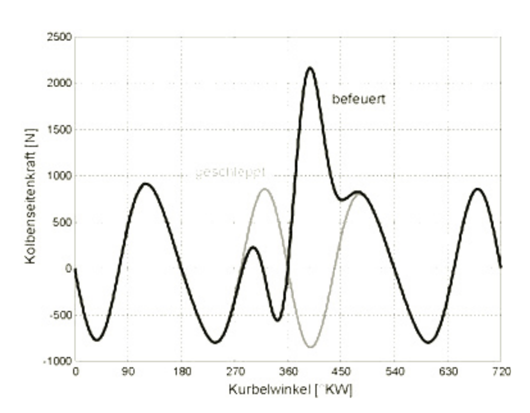


Bild 9-36: Verlauf der Kolbenseitenkraft über dem Kurbelwinkel bei geschlepptem und bei befeuertem Betrieb (n = 5000 1/s)

$$F_N = \left(F_m + F_g\right) \cdot \frac{\lambda \cdot \sin\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 a}}$$

Durch die schnell wechselnde Kolbenseitenkraft **(Bild 9-36)** wird der Kolben von einer Seite der Zylinderlaufbahn auf die andere Seite gedrückt. Bei kaltem Motor und bei Leichtmetallkolben macht sich dieser Effekt besonders deutlich als Kolbenklappern bemerkbar. Akustisch wirksam sind deshalb Maßnahmen zur Verbesserung der Kolbenführung durch den Schaft und Maßnahmen zur Verringerung des Kolbenkippens.

Die auf die Kurbelwelle einwirkenden Gas- und Massenkräfte führen auch zu einer entsprechenden dynamischen Belastung der Hauptlager. Diese ist neben der Kolbenseitenkraft der zweite wesentliche Mechanismus für die Körperschallanregung des Kurbelgehäuses.

Die Schwingungserregung des Motor-Getriebe-Verbundes wird im Zusammenhang mit der Bewegung des Kurbeltriebs in der Regel in zwei Schritten berechnet. Im ersten Schritt werden mittels einer MKS-Berechnung mit rotierender Kurbelwelle und einer stark vereinfachten Motorstruktur die Lagerkräfte ermittelt. Im zweiten Schritt werden die erzwungenen Schwingungen des Motor-Getriebe-Verbundes anhand der vorher berechneten Lagerkräfte ermittelt. Für den ersten Schritt der Berechnung mit entkoppelten Teilsystemen wird der Motor-Getriebe-Verbund als starrer Körper betrachtet und lediglich der Hauptlagerbereich als elastische Struktur in das Ersatzmodell übernommen. Diese Vereinfachung reduziert die Rechenzeit der MKS-Berechnung im Zeitbereich erheblich. Die Modellierung der elastischen Eigenschaft des Hauptlagerbereiches ist notwendig, um unrealistisch hohen Amplituden in den Hauptlagerkräften zu vermeiden, wie sie bei einem starren Hauptlagerstuhl auftreten würden. Da dieses vereinfachte Ersatzmodell des Motor-Getriebe-Verbundes die Schwingungseigenschaften der realen Struktur nicht abbilden kann, werden im zweiten Schritt die durch die Hauptlagerkräfte erzwungenen Schwingungen des Motor-Getriebe-Verbundes im Frequenzbereich anhand eines genauen FE-Modells des Motor-Getriebe-Verbandes berechnet.

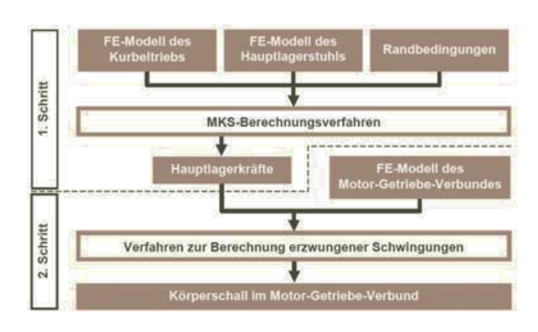


Bild 9-37: Prinzip der Körperschallberechnung mit entkoppelten Teilsystemen

Großen Einfluss auf den Körperschall im Motor-Getriebe-Verbund besitzt insbesondere das hydrodynamische Verhalten der Gleitlager. Das elastohydrodynamische Verfahren (EHD) berücksichtigt sowohl die nichtlinearen wie auch die frequenzabhängigen Eigenschaften des Ölfilms als auch die Elastizität der umgebenden Struktur. Alternativ wird für die Berechnung von Körperschall die Impedanzmethode verwendet, bei der die Lagerreaktionskräfte als Funktion der Relativbewegung von Lagerzapfen und Lagerschale für jeden Zeitschritt der Berechnung aus einem Kennfeld gelesen werden [7]. Dieses Verfahren ist erheblich schneller als das EHD-Verfahren.

Mögliche Rückwirkung des Schwingverhaltens des Motor-Getriebe-Verbundes auf die Schwingungen des Kurbeltriebs können mit dieser entkoppelten Vorgehensweise nicht erfasst werden. Durch die Berech-

nung in nur einem Schritt mit gekoppelten und vollständig schwingungsfähigen Ersatzmodellen für Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb lassen sich diese Wechselwirkungen zwischen den beiden Teilsystemen berücksichtigen [8].

9.5.2 Ventiltrieb

Von großem vibroakustischen Einfluss ist auch der Ventiltrieb. Aus Emissions- und Verbrauchsgründen werden neben der Mehrventiligkeit immer aufwändigere variable Ventilsteuerungssysteme eingeführt. Daraus resultieren in der Regel höhere bewegte Massen. Deren Auswirkung auf die dynamischen Motoreigenschaften bedarf einer sorgfältigen Analyse und eventuell geeigneter Kompensationsmaßnahmen, z.B. durch Ausgleichsgewichte. Vom Ventiltrieb erzeugte Schwingungen besitzen im Allgemeinen eine vielfache Frequenz der 0.5ten Motorordnung, was einen subjektiv rauen Geräuscheindruck hervorruft, der zumeist unerwünscht ist. Insgesamt führt die komplexe Mechanik moderner Motoren in Verbindung mit Aufladung und Direkteinspritzung – auch beim Otto-Motor – zunehmend zu hochfrequenter Schallabstrahlung oberhalb der soundprägenden Motorordnungen. Diese Spektralanteile verursachen ein unerwünscht hart und metallisch klingendes Motorgeräusch.

9.5.3 Abgas-Turbolader

Die Aufladung mittels Abgas-Turbolader ermöglicht die Steigerung von maximalem Drehmoment und maximaler Leistung (bei konstantem Arbeitsvolumen), ohne vom Motor mechanische Antriebsleistung abzufordern, wie dies bei mechanischer Aufladung z.B. durch einen Kompressor geschieht. Diese Steigerung erlaubt entweder den Einsatz eines leistungsstärkeren Motors mit annähernd gleichen Abmessungen wie beim Ursprungsaggregat, oder ein sogenanntes Downsizing des Motors, also die Bereitstellung vergleichbarer Leistung aus einer kleineren und ggf. leichteren Maschine.

Dieselmotoren in PKW werden bereits seit 1979 mit Turboladern ausgestattet. Im europäischen Raum haben seit 1988 PKW mit Diesel-Turboladermotoren mit Ladeluftkühler und Direkteinspritzung sehr große Bedeutung erlangt. Bei Ottomotoren wurden in der Vergangenheit aufgeladene Motoren vorwiegend nur im Sportsegment eingesetzt. Neuerdings kommt der Turboaufladung im Rahmen von Downsizing-Konzepten zur Verbrauchsreduzierung erhebliche Bedeutung zu. Hinsichtlich der Akustik von aufgeladenen Motoren muss sowohl das abgestrahlte Motorgeräusch als auch die Geräuschemission des Turboladers selbst betrachtet werden.

Bezogen auf die abgegebene Leistung weist das Downsizing-Konzept in der Regel bei niedrigen Drehzahlen einen geringeren leistungsbezogenen Geräuschpegel des Aggregates in dB(A)/KW auf, als leistungsgleiche Motoren mit entsprechend größerem Hubraum. Damit kann die Fahrdynamik in diesem Bereich ohne negative Auswirkungen auf die Akustik gesteigert werden [3].

Die Geräusche aus dem Aufladesystem selbst sind in der Regel schmalbandig tonal und daher besonders lästig. Sie werden im Frequenzbereich zwischen 1,2 und 4,5 kHz als Turboladerheulen bzw. im Frequenzbereich zwischen 4 und 14 kHz als Turboladerpfeifen bezeichnet. Die wichtigsten Ursachen für das Turboladerheulen liegen in der Rotorunwucht bzw. in Druckpulsationen. Sie lassen sich der ersten Rotorordnung zuordnen. Der Anregungspegel steigt dabei linear mit der Rotorunwucht an. Pfeifgeräusche ergeben sich aus dem Drehklang (Kapitel 12.2) von Schaufelrad und Verdichter. Als Maßnahme gegen die von Turboladersystemen erzeugten Pfeif- bzw. Strömungsgeräusche werden Geräuschdämpfer eingesetzt. Beim Durchströmen mehrerer Reflexionskammern wird der Geräuschpegel gezielt abgebaut (Kapitel 5.7).



Bild 9-38: Geräuschdämpfer, Fa. WOCO

9.5.4 Kettentrieb

Der Steuertrieb von Verbrennungsmotoren treibt neben der Nockenwelle in der Regel auch die Nebenaggregate wie Generator, Kraftstoff-, Öl- und Wasserpumpe an. Als Kettenbauformen kommen sowohl Rollen- als auch Hülsenketten zum Einsatz. Dabei wird durch den Kettentrieb die Drehbewegung von der Kurbelwelle auf den Steuertrieb und die Nebenaggregate übertragen. Die Übertragung erfolgt jedoch nicht ideal starr. Vielmehr stellt der Kettentrieb ein komplexes System aus einer Reihe von Trägheiten

und Nachgiebigkeiten mit entsprechend vielen Freiheitsgraden dar, was bei entsprechender Anregung Schwingungen im Kettentrieb hervorruft.

Steuerkettentriebe unterliegen zwei Arten von Anregungen: Zum einen der inneren Anregung durch den Polygoneffekt aus der diskreten Struktur der Kette und zum anderen der äußeren Anregung aus den verbrennungsmotorischen Prozessen, das sind die Nockenwellenwechselmomente aus dem Ventiltrieb und die Drehungleichförmigkeit aus dem Kurbeltrieb. Bei der Auslegung des Kettentriebes sollte darauf geachtet werden, dass die Eigenschwingfrequenzen des Kettentriebs möglichst nicht mit den dominierenden Ordnungen der Anregung zusammenfallen, um zu hohe Schwingamplituden und Kettenkräfte zu vermeiden. Durch Spannrollen und Gleitschienen kann die Dynamik des Kettentriebs gezielt beeinflusst werden.



Bild 9-39: Steuerkettentrieb V8 Triebwerk

Das tieffrequente Drehschwingungsverhalten stellt in erster Linie ein Problem in Bezug auf den Ladungswechsel und die Festigkeit dar. Akustische Probleme können aus dem transversalen Schwingungsverhalten beim Anschlagen der Kette an den Spann- und Gleitschienen resultieren (Kettenrasseln). Geräusche entstehen jedoch insbesondere aufgrund des Polygoneffekts durch das Aufschlagen der Kette beim Einlauf auf das Kettenrad. Da diese periodischen Anregungen einen stark impulshaften Charakter aufweisen, treten neben der Grundschwingung mit der Zahneingriffsfrequenz auch noch deren Oberwellen deutlich hervor. Es entsteht ein klanghaftes Geräusch, das als Kettenhäulen (chain wine) bekannt ist und welches von einem breitbandigen Rauschen (chain wash) begleitet wird. Diese Anregungen werden durch die Lager der Wellen und Führungen in das Kurbelgehäuse übertragen und von dort entweder direkt als Luftschall abgestrahlt oder über die Aggregatelager in die Karosseriestruktur weitergeleitet und schließlich von dort emittiert [10].

Die Kette umschließt die Räder aufgrund ihrer diskreten Struktur in Form eines Vielecks (Polygon). Die daraus resultierende Kinematik des Kettentriebs ergibt eine schwankende Kettengeschwindigkeit (Polygoneffekt), die nicht mit der Umfangsgeschwindigkeit des Kettenrades identisch ist. Die Geschwindigkeitsdifferenz muss im Einlauf durch einen Stoß abgebaut werden.

Die Geschwindigkeit eines Kettengliedes im Eingriff berechnet sich aus dem Radius R und der Winkelgeschwindigkeit Ω des Kettenrades:

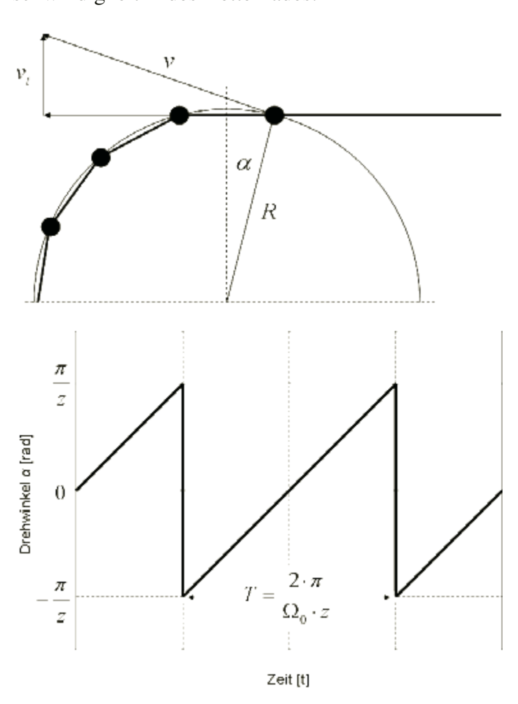


Bild 9-40: Kinematik des Kettentriebs (Polygoneffekt)

$$v(t) = R\cdot\Omega(t)$$

Maßgebend für die Geräuschentstehung ist der Impuls beim Einlauf des Kettenglieds in das Kettenrad infolge der transversalen Geschwindigkeitskomponente:

$$v_t = v(t)\cdot\sin\alpha \approx R\cdot\Omega(t)\cdot\alpha(t) \tag{9-1}$$

Die Fourier-Reihenentwicklung für die ungerade Funktion $\alpha(t)$ setzt sich bei näherungsweise konstanter Drehgeschwindigkeit aus Vielfachen der Grundkreisfrequenz Ω_0 multipliziert mit der Zähnezahl z zusammen:

$$\alpha(t) = \sum_k b_k\cdot\sin(\Omega_k\cdot t) \tag{9-2}$$

$$\Omega_k = \Omega_0 \cdot k \cdot z$$

Sind der Grunddrehung Ω_0 noch Drehschwingungen mit Vielfachen der Motorgrundordnung ξ überlagert, so gilt:

$$\Omega(t) = \Omega_0 + \sum_i \Omega_i \cdot \sin\left(i \cdot \xi \cdot \Omega_0 \cdot t + \varphi_i\right) \qquad (9\text{-}3)$$

Setzt man die Formeln 9-1 und 9-2 in 9-3 ein, so ergeben sich für die transversale Einlaufgeschwindigkeit folgende zusätzliche Ordnungen:

$$\Omega_{i,k} = \Omega_0 \cdot \left(k \cdot z \pm i \cdot \xi\right)$$

In **Bild 9-41** ist beispielhaft das zugehörige Ordnungsdiagramm für V6-Triebwerke mit ξ = 1,5 und einer Zähnezahl z = 25 für das Kettenrad dargestellt. Aus den inneren Anregungen durch den Polygoneffekt entsteht ein Spektrum mit Vielfachen der Zähnezahl des Kettenrades $k \cdot z$, während die äußere Anregung durch die Ungleichförmigkeit des Kurbeltriebes zu einer Modulation mit den Motorordnungen $\pm i \cdot \xi$ in jeder Ordnung der Zahneingriffsfrequenz und damit zu einem dicht besetzten eher rauschhaften Spektrum führt.

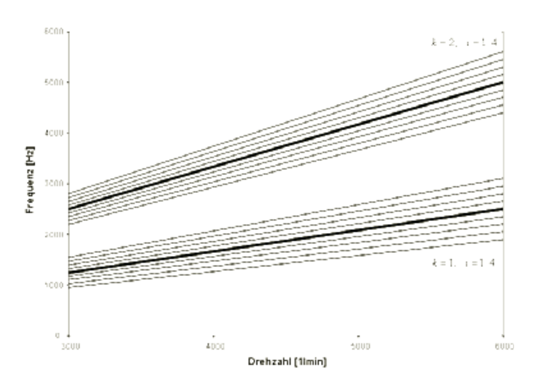


Bild 9-41: Ordnungsspektrum für k = 1,2 und i = 1..4

Maßnahmen zur Verbesserung der Akustik sind abstimmungsseitig in erster Linie eine möglichst geringe Vorspannung der Kette und konstruktiv eine möglichst kleine Teilung der Kette, um den Polygoneffekt abzuschwächen. Mit Dämpfungsmaterial beschichtete Kettenräder können den Einlaufstoß ebenfalls wirksam mindern.

9.5.5 Getriebegeräusche

Getriebegeräusche in Fahrzeugen sind in der Regel vom Geräuschpegel her betrachtet deutlich niedriger als das sonstige Fahrgeräusch. Durch ihren tonalen oder rasselnden Charakter spielen sie bei den Störgeräuschen dennoch eine wichtige Rolle. Sie können nach **Bild 9-42** verschiedenen Ursachen zugeordnet werden.

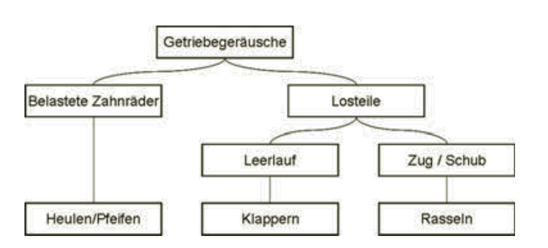


Bild 9-42: Wesentliche Getriebegeräusche

Bei jedem Zahnradgetriebe tritt unter Last eine Geräuschanregung auf, deren Spektrum sich aus der Grundwelle mit der Zahneingriffsfrequenz als Produkt aus Zähnezahl z und Wellendrehzahl n_W sowie den Oberwellen zusammensetzt:

$$f_i = n_W \cdot z \cdot i; \; i = 1,2,..$$

Die Geräuschanregung entsteht durch die periodische Belastung jedes einzelnen Zahnes, der beim Beginn des Zahneingriffs eine dem übertragenen Drehmoment proportionale Umfangskraft aufnehmen muss und beim Eingriff des nächsten Zahnes wieder entlastet wird. Das entstehende Geräusch wird bei niedrigen Drehzahlen als „Getriebeheulen", im Fahrzeug z.B. Differenzialheulen, bei hohen Drehzahlen entsprechend der Tonhöhe als „Getriebesingen" oder „Getriebepfeifen" bezeichnet. Die wichtigsten Einflussgrößen sind konstruktiv der Überdeckungsgrad der Verzahnung (Gerad- bzw. Schrägverzahnung), die Biegesteifigkeit der Wellen und die Gehäusestruktur, auf der Fertigungsseite die Teilungs- und sonstigen Geometriefehler und die Oberflächengüte der Zahnflanken und schließlich als Betriebsparameter Last und Ölviskosität, d.h. Öltemperatur.

Die Ursache für Klapper- und Rasselgeräusche sind Losteilschwingungen unbelasteter Zahnräder, Synchronisierungen und Schiebemuffen, die sich innerhalb ihrer Spiele hin- und herbewegen. Klappergeräusche treten dabei im Leerlauf, Rasselgeräusche im Zug- und Schiebebetrieb auf. Die Klapper- und Rasselgeräusche werden als besonders störend wahrgenommen, da der Geräuschcharakter einem typischen „Kaputtgeräusch" entspricht. Losteile im Getriebe, beispielsweise ein auf der Welle gelagertes Losrad, hat wie ein freier Körper im Raum grundsätzlich drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade. Das Bewegungsverhalten eines Losteils wird durch die Torsionsschwingungen des treibenden Zahnrades angeregt. Dabei ist die Winkelbeschleunigungsamplitude für das Abheben des Losteils von der treibenden Flanke des Festrades verantwortlich. Übersteigen diese Amplituden die Klappergrenze, so lösen sich die Losteile von einander ab und beginnen innerhalb ihrer fertigungstechnischen Spiele in ihren Freiheitsgraden zu bewegen. Dabei kommt es zu Stößen an den Spielgrenzen. Der bei den Stößen übertragene Impuls I_m ist in erster Näherung verantwortlich für

den verursachten Geräuschpegel L_p. Dieser lässt sich durch nachstehende empirische Formel näherungsweise abschätzen:

$$I_m = m_2 \cdot \hat{\dot{\omega}}_1 \cdot r_{b1} \cdot C_{\mathrm{Im}}$$

$$L_p = 10 \cdot \log\left(k \cdot I_m + 10^{0,1 L_{Grund}}\right)$$

Dabei ist m_2 die Masse des angeregten Losteils, $\hat{\dot{\omega}}_1$ die Winkelbeschleunigungsamplitude und r_{b1} der Betriebswälzkreisradius des anregenden Teils. C_{Im} ist die bezogene mittlere Stoßintensität. Der Kalibrierfaktor k stellt den Zusammenhang zwischen der Stoßintensität und dem gemessenen Schalldruckpegel her. Der Grundgeräuschpegel L_{grund} setzt sich aus Lager-, Plansch- und Verzahnungsgeräuschen zusammen.

Ein Beurteilungskriterium für die Güte eines Getriebes hinsichtlich Klapper- und Rasselgeräuschen ist die so genannte Klapperkurve. Diese beschreibt den Luftschallpegel in Abhängigkeit von der Winkelbeschleunigungsamplitude am Getriebeeingang (**Bild 9-43**).

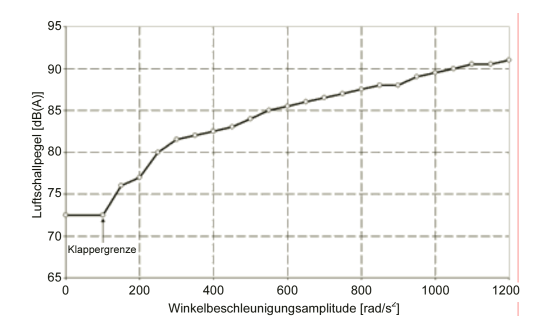


Bild 9-43: Typischer Verlauf einer gemessenen Klapperkurve

Das Grundgeräusch tritt bis zur Klappergrenze auf. Die Klappergrenze markiert den Punkt in der Klapperkurve, an dem die Winkelbeschleunigung so groß geworden ist, dass sich die Losteile von den treibenden Festrädern zu lösen beginnen. Für größere Winkelbeschleunigungsamplituden steigt das Klappergeräusch kontinuierlich an. In diesem Bereich sind im Körperschallsignal Klapperstöße sichtbar.

Nimmt man für die Drehungleichförmigkeit einen näherungsweise sinusförmigen Verlauf an, so ergibt sich für die Winkelbeschleunigungsamplitude nach Kapitel 9.5.1:

$$\hat{\dot{\omega}} = \frac{A}{\omega_m \cdot \left(J_M + J_S\right)}$$

Rasselgeräusche treten dementsprechend vorrangig bei niedrigen Drehzahlen und hoher Last auf.

Zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen in Getrieben kann das Verdrehflankenspiel und das Axialspiel von Losteilen eingeengt werden. Die Untergrenze von ca. 0,06 mm Verdrehflankenspiel kann dabei nicht unterschritten werden, ohne ein Verklemmen der Gangstufen zu riskieren. Bei einem zu kleinen Axialspiel besteht die Gefahr die Schmierung und die Schaltbarkeit zu gefährden. Hier kann auch eine Vergrößerung des Spiels zu Verbesserungen führen, wenn das Losteil bei seiner Bewegung nicht mehr an die axialen Grenzen stoßen kann. Auch die Viskosität des Schmierstoffes besitzt nennenswerten Einfluss auf die Geräuschentfaltung. Getriebeinterne Maßnahmen, wie Reibelemente auf der Zahnradnabe, können das Geräuschverhalten ebenfalls maßgeblich beeinflussen.

Aufgrund der komplexen Entstehungsmechanismen ist die quantitative theoretische Vorhersage der beschriebenen Getriebegeräusche nur sehr eingeschränkt möglich. Insbesondere haben Einflüsse aus dem Fertigungsprozess der Zahnräder erhebliche Auswirkungen. Dies kann zu nicht unerheblichen Streuungen bei der Geräuschentwicklung führen. Aus diesen Gründen ist die Vermessung von Getrieben im Rahmen der Serienfertigung ein wichtiges Element der Qualitätssicherung. Dabei werden die Getriebe üblicherweise auf einem Getriebeprüfstand ohne oder mit den elastischen Lagerelementen montiert und die Geräuschemission im Betrieb bestimmt. Schwierigkeiten bereitet allerdings die Übertragung der so gemessenen Kräfte und Beschleunigungen an den Schnittstellen des Prüfstandes auf die konkrete Einbausituation in einem realen Fahrzeug. In Kapitel 15.7 werden methodische Ansätze für die Lösung dieser Probleme beschrieben.

9.6 Aggregatlagerung

9.6.1 Lagerkräfte

Die freien Gas- und Massenkräfte des Verbrennungsmotors müssen über die Lagerpunkte des Aggregates abgestützt werden. In Abhängigkeit von der Lagerisolation wird die Schwingungsenergie in abgeschwächter Form auch als Körperschall in die Karosseriestruktur eingeleitet und über die akustische Transferfunktion wieder als Luftschall abgestrahlt (**Bild 9-44**). Dabei sind hauptsächlich drei Übertragungsmechanismen relevant:

- Oszillierende Massenkräfte, die im Motorlager abgestützt werden;
- Tangentiale Gas- und Massenkräfte, die im Motorlager abgestützt werden;
- Tangentiale Gaskräfte, die im Achsträger-Lager abgestützt werden;

Beim nicht ausgeglichenen R4-Motor beschleunigen die oszillierenden Massenkräfte F_m die Motormasse in

Richtung der Zylinderachse. Die Reaktionskräfte führen über die Motorlager zu einem Körperschall-Eintrag in die Karosseriestruktur, der mit der Drehzahl quadratisch ansteigt. Durch Ausgleichswellen können diese Kräfte vollständig ausgeglichen werden (Kapitel 9.3).

Die Tangentialkräfte $F_{g,t}+F_{m,t}$ in der Kurbelwelle führen zu einem äquivalenten Abstützmoment in den Motorlagern, das sich den oben genannten oszillierenden Massenkräften überlagert. Das von der Massentangentialkraft verursachte Abstützmoment kann durch Ausgleichswellen mit Höhenversatz im Prinzip eliminiert werden (Kapitel 9.3), das aus der Gaskraft resultierende Moment muss durch geeignete Lagerungskonzepte isoliert werden (Kapitel 9.6.2).

Der Drehmomentverlauf an der Kurbelwelle wird prinzipiell von der Massen- und der Gas-Tangentialkraft $F_{g,t}+F_{m,t}$ geprägt. Dieses Moment gelangt über den Triebstrang an die angetriebenen Räder. Das korrespondierende Abstützmoment an der Fahrzeugstruktur wird durch die Verschraubungspunkte des Achsträgers mit der Karosserie an diese weitergeleitet. Ausgleichswellen besitzen auf die Massentangentialkraft selbst keinen Einfluss. Durch das Tiefpassverhalten von Drehungleichförmigkeits-Reduktions Maßnahmen im Triebstrang (ZMS) sowie durch die elastische Lagerung von Achsgetriebe und Achsträger, werden höherfrequente Anteile auf diesem Übertragungspfad jedoch sehr stark bedämpft. In der Praxis werden daher über diesen Pfad nur Anregungen aus den Gaskräften bei hoher Last und niedrigen Drehzahlen eingeleitet.

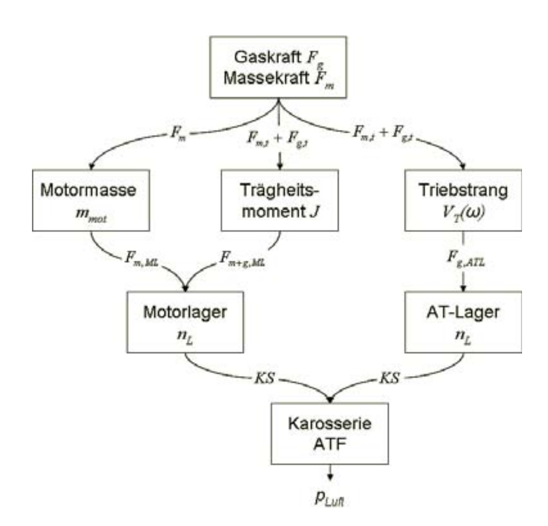


Bild 9-44: Wirkprinzip der Körperschall-Einleitung von Gas- und Massenkräften des Verbrennungsmotors in die Fahrzeug-Struktur

Im Gegensatz zum Luftschall erfolgt die Einleitung der Antriebsgeräusche als Körperschall somit nur über eine begrenzte Zahl von Lagerpunkten des Motor-Getriebeverbundes sowie über die angetriebene Achse und deren Lagerstellen in den Fahrzeug-Innenraum (**Bild 9-45**).

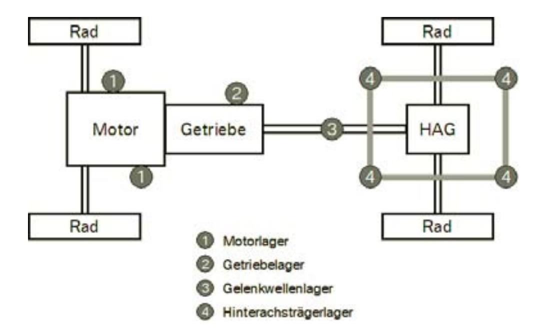


Bild 9-45: Körperschall-Einleitungspunkte bei einem Fahrzeug mit Standardantrieb

Zur Reduzierung des Anregungsniveaus an den Schnittstellen zwischen der Antriebseinheit und ihrer direkten Umgebung ist besonderer Wert auf die Minimierung der aus den bewegten Massen und aus der Verbrennung resultierenden (äußeren) Kräfte zu legen. Hierbei sind sowohl die Starrkörper- als auch die Elastizitätseigenschaften der Antriebseinheit zu berücksichtigen. So ist es zur Vermeidung von Brummgeräuschen im Fahrzeug wichtig, dass der gesamte Motor-Getriebe-Verbund über eine hinreichende dynamische Steifigkeit verfügt. Weisen die fundamentalen Biege- und Torsionsschwingungen zu niedrige Werte ihrer Eigenfrequenzen auf, werden bei Anregung dieser Eigenschwingungsformen über die internen Motorkräfte fast zwangsläufig tieffrequente Schwingungen in die benachbarten Komponenten Karosserie und Antriebsstrang übertragen. Zur weitgehenden Reduzierung solcher Phänomene ist es deshalb z.B. im Fall von 4-Zyl.-Aggregaten wichtig, ein Eigenfrequenzniveau über 200 Hz für die Grundbiegung der Antriebseinheit zu erreichen. Daraus resultiert, dass die wesentliche Motoranregung infolge der zweiten Motorordnung bis in den Drehzahlbereich von 6000 U/min keine weitere Verstärkung durch Resonanzen der elastischen Antriebseinheit erfährt.

Biegeschwingungen der rotierenden Kardanwelle werden über deren Lagerpunkte ebenfalls als Körperschall in die Karosserie eingeleitet. Um den Eintrag gering zu halten, wird die Kardanwelle normalerweise unterkritisch bezüglich Biegeschwingungen betrieben, d.h., ihre Betriebsdrehzahl liegt unter der kritischen Drehzahl. Die kritische Drehzahl für Wellen mit Stahlrohr wird nach der Gleichung

$$n_{krit} = 1{,}22 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{l_0^2} \cdot \sqrt{D^2 + d^2}\,[\mathrm{min}^{-1}]$$

berechnet, wobei D = Rohraußendurchmesser, d = Innendurchmesser und l_0 = freie Länge ist zwischen

den Gelenken oder Zwischenlagern (alles in mm). Um die kritische Drehzahl ausreichend hoch zu legen, werden in der Praxis auch mehrteilige Kardanwellen eingesetzt. Nachteilig ist in diesem Fall neben dem Zusatzaufwand die Tatsache, dass sich über die zusätzlichen Lagerstellen weitere Einleitungspfade in die Karosserie ergeben.

9.6.2 Motor- und Getriebelagerung

Wesentlich für die Körperschallübertragung vom Antriebsaggregat in die Karosserie ist die Ausführung der Motor-Getriebe-Lagerung. Dabei ist auf eine akustisch günstige Anordnung der Tragarme (Motortragarm und Getriebeaufnahme) an der Antriebseinheit zu achten. Sie sollten weder infolge der globalen Schwingformen des Aggregates noch aufgrund lokaler Nachgiebigkeiten stark angeregt werden. Im Frequenzbereich oberhalb von 500 Hz spielen Eigenschwingungen der Gehäusewand eine zunehmende Rolle. Durch Versteifungsmaßnahmen wie Bombierungen, Verrippungen usw. ist darauf zu achten, dass es dadurch zu keinem unerwüschten Körperschalleintrag in die Lagerung kommt. Die Tragarme selbst sollten ebenfalls so steif wie möglich ausgeführt werden, da sie als freie Kragträger mit Zusatzmassen (Lager) am freien Ende angesehen werden können, deren Resonanz den in die Karosserie eingetragenen Körperschall durchaus um mehr als eine Zehnerpotenz überhöhen kann. Nach Möglichkeit sollte daher die Tragarmresonanz auf über 1000 Hz angehoben werden, um aus dem relevanten Frequenzbereich für Körperschall heraus zu kommen. Derart steife Stützen sind nur zu erreichen, wenn sie ausreichend kurz sind, über eine große Anschraubfläche am Motorgehäuse verfügen und als geschlossener Kastenträger ausgeführt werden.

Bei Fahrzeugen mit Frontantrieb und quer eingebautem Motor sind heute überwiegend sogenannte Torque-Roll-Lagerungen (TRA) im Einsatz, die auch als Pendellagerungen bezeichnet werden. Die grundlegende Idee dieser Lagerung besteht in der Funktionstrennung zwischen der Tragefunktion und der Momentenabstützung. Dabei werden zwei Lagerpunkte möglichst in der Torque-Roll-Achse positioniert, welche die gesamte statische Last aufnehmen. Ein zusätzlich außerhalb der Torque-Roll-Achse angebrachter Lagerpunkt stützt nur das Drehmoment ab. Die Lagerung der Drehmomentstütze hat idealerweise drei Steifigkeitsbereiche: Im Anfangsbereich möglichst niedrig, um die Leerlaufvibrationen gut zu isolieren, im mittleren Bereich eine Steifigkeit die an das Moment im üblichen Fahrbetrieb angepasst ist und ausreichende Körperschall-Isolation gewährleistet und schließlich im oberen Bereich eine sehr steife Kennlinie um die Maximalmomente des Antriebs aufzunehmen.

Das Lagerungskonzept für Fahrzeuge mit Standardantrieb besteht üblicherweise aus zwei Motorlagern, die beidseitig von der Fahrzeug-Längsachse kurz vor dem Schwerpunkt montiert sind und die Hauptlast aufnehmen und einem oder zwei Getriebelagern die die Restlast tragen. Bei diesem Lagerungsprinzip ist die dominante Wirkrichtung für die elastischen Elemente die Vertikalrichtung, da sowohl die Gewichtskraft als auch die oszillierenden Kräfte und die Antriebsmomente zu Kräften in z-Richtung führen. Nur wenn das Aggregat aus Platzgründen schräg eingebaut werden muss, treten Querkräfte auf. Dementsprechend ist die Gestaltung der Lagerkennlinien in z-Richtung entscheidend für die Eigenschaften des Lagerungssystems. Standard sind hydraulisch gedämpfte Motorlager. Am Getriebe werden entweder zwei Standardlager oder ein Keillager eingesetzt. Da an diesem Lager auch zumeist die Längskräfte abgestützt werden, wird das Lager mit der harten Richtung in Längsrichtung angeordnet.

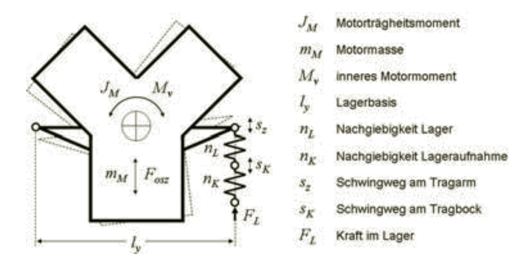


Bild 9-46: Motorlagerung schematisch

Auf die Motorlagerung wirken sowohl die oszillierenden Massenkräfte des unausgeglichenen Motors als auch das Abstützmoment aufgrund der tangentialen Gas- und Massenkräfte **(Bild 9-44)**.

Die oszillierenden Massenkräfte F_m bestimmen sich z.B. für den R4-Motor nach Kapitel 9.2.2 zu

$$F_{m,R4} = 4 \cdot m_{osz} \cdot r \cdot \lambda \cdot \omega^2$$

Diese Anregungskraft befindet sich im Gleichgewicht mit der Massenkraft und der Federkraft. Im überkritischen Bereich kann die Federkraft gegenüber der Massenkraft vernachlässigt werden, damit gilt die Kraftgleichung:

$$F_{m,R4} = -m_M \cdot \ddot{s}_z$$

Daraus ergibt sich für den Schwingweg am Tragarm

$$s_z = 4 \cdot m_{osz} \cdot r \cdot \lambda \cdot m_{osz} / m_M$$

und für die Lagerkraft

$$F_L = \frac{s_z}{n_L + n_K}$$

D.h. die Körperschallanregung der Karosserie infolge der oszillierenden Massen des Motors ist im überkritischen Bereich unabhängig von der Kreisfrequenz ω bzw. der Motordrehzahl.

Neben der vorstehend beschriebenen translatorischen Verlagerung des Motors in *z*-Richtung verursachen die tangentialen Gas- und Massenkräfte eine zusätzliche rotatorische Verlagerung des Aggregates. Ursächlich dafür sind zwei Sachverhalte:

- Das von den tangentialen Kräften erzeugte Motormoment M_V stützt sich in den Motorlagern ab. Deshalb kommt es auch bei geöffneter Kupplung (M_G=0) zu einer Verlagerung des Aggregates.
- Das Getriebe stützt sich mit der Differenz der Momente am Getriebeeingang M_G und am Getriebeausgang M_{KW} ebenfalls in der Aggregatelagerung ab.

Damit ergibt sich für das abzustützende Gesamtmoment:

$$M_A = -\left(M_V + \Delta M_G\right)$$

$$\Delta M_G = M_G - M_{KW}$$

$$\Delta M_G = \left(i_{Gdyn} - 1\right) \cdot M_G$$

mit der dynamischen Getriebeübersetzung:

$$i_{Gdyn} = \frac{\dot{\alpha}_G - \dot{\alpha}_L}{\dot{\alpha}_{KW} - \dot{\alpha}_L} = \frac{i_G - \dot{\alpha}_L / \dot{\alpha}_{KW}}{1 - \dot{\alpha}_L / \dot{\alpha}_{KW}}$$

Bei kleiner Trägheit der rotierenden Massen des Motors ($M_G \rightarrow M_v$) und steifer Lagerung des Aggregates ($i_{Gdyn} \rightarrow i_G$) gilt näherungsweise:

$$M_A \approx -M_{KW} = -i_G \cdot M_V$$

Das Motormoment und damit auch das Abstützmoment setzen sich aus einer Gleich- und einer Wechselkomponente zusammen:

$$M_A = \bar{M} + \tilde{M}$$

Das statische Moment wird vollständig vom Motorlager über den Hebelarm der Lagerbasis l_y und den Federweg s_z aufgenommen.

$$\bar{M} = \frac{s_z \cdot l_y}{n_L + n_K} \qquad (9.4)$$

Für das Wechselmoment gilt bei überkritischer Anregung folgende Momentengleichung:

$$\tilde{M} = J_M \cdot \ddot{\tilde{\alpha}}_L = -J_M \cdot \omega^2 \cdot \tilde{\alpha}_L$$

Der Verdrehwinkel führt auf die Lagerkraft

$$\tilde{F}_L = \frac{\tilde{\alpha}_L \cdot l_y / 2}{\left(n_L + n_K\right)} = -\frac{\tilde{M} \cdot l_y / 2}{J_M \cdot \omega^2 \cdot \left(n_L + n_K\right)}$$

und diese zur Schwingbeschleunigung an der Lageraufnahme:

$$\ddot{\tilde{s}}_K = -\tilde{F}_L \cdot \omega^2 \cdot n_K = \frac{\tilde{M}}{J_M} \cdot \frac{l_y}{2} \cdot \frac{n_K}{n_L + n_K}$$

Während die oszillierenden Massenkräfte eine drehzahlunabhängige Kraft- bzw. Weganregung der Karosserie hervorrufen, führen die Tangentialkräfte des Motors zu einer drehzahlunabhängigen Beschleunigungsanregung der Karosserie.

Bei der Auslegung einer Lagerung lassen sich drei grundsätzliche Auslegungsfälle in Abhängigkeit von den funktionalen und konstruktiven Randbedingungen der Aggregatlagerung unterscheiden:

	n_L	$\ddot{\tilde{s}}_K$
Fall 1: Auslegung auf max. zulässige Nachgiebigkeit	$n_{L\max} > n_K$	$\frac{\tilde{M}}{J_M} \cdot \frac{l_y}{2} \cdot \frac{n_K}{n_L}$
Fall 2: Auslegung auf max. zulässigen Federweg	$\frac{\bar{M}}{s_{z\max} \cdot l_y}$	$\frac{\tilde{M} \cdot \bar{M}}{2 \cdot J_M} \cdot \frac{n_K}{s_z}$
Fall 3: Auslegung auf max. zulässige Drehnachgiebigkeit	$\frac{2}{n_{\alpha\max} \cdot l_y^2}$	$\frac{\tilde{M}}{J_M} \cdot \frac{1}{l_y} \cdot \frac{n_K}{n_\alpha}$

Tabelle 9-3: Auslegungsfälle einer Motorlagerung

Fall 1: Diese Auslegung ist üblicherweise zu wählen, wenn die Lagersteifigkeit c_L=1/n_L einen Minimalwert nicht unterschreiten darf, z.B. um Stuckerschwingungen zu vermeiden (Kapitel 4.1.10). Man erkennt, dass bei diesem Auslegungsfall eine schmale Lagerbasis l_y günstig ist für geringe Anregung am Tragbock.

Fall 2: Wird die Lagerbasis klein, so muss der Lagerspalt s_z entsprechend groß werden, um nach Formel 9.4 das stationäre Motormoment bei gegebener Lagersteifigkeit noch aufnehmen zu können. Ist eine Vergrößerung des Lagerspaltes aus konstruktiven Gründen nicht mehr möglich, so muss das Lager mit weiter abnehmender Größe der Lagerbasis entsprechend steifer ausgeführt werden. Damit entfällt der Einfluss der Breite der Lagerbasis auf die Krafteinleitung in den Motorträger.

Fall 3: Bei noch kleiner werdender Lagerbasis führt der konstante Lagerspalt zu immer größeren Verdrehwinkeln. Um auch diesen zu begrenzen, muss eine bestimmte Drehsteifigkeit $c_{\alpha-}$ eingehalten werden. Bei Auslegung auf maximal zulässige Verdrehwinkel geht die Länge der Lagerbasis umgekehrt proportional in die Beschleunigung des Motorträgers in der Lageraufnahme ein. In diesem Fall wirkt sich eine weitere Reduzierung der Breite der Lagerbasis sogar nachteilig auf die Krafteinleitung aus.

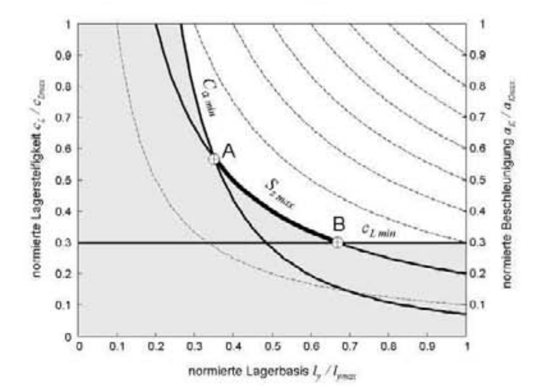


Bild 9-47: Zusammenhang zwischen Lagerbasis, Lagersteifigkeit und Beschleunigung am Tragbock

Welcher Fall bei der Auslegung der Motorlager relevant ist, hängt vom Lagerungskonzept, von den Package-Randbedingungen und von den Anforderungen an die Lagerisolation im konkreten Einzelfall ab. Wird z.B. die Stuckerneigung durch ein separates Zentrallager begrenzt (Torque-Roll-Lagerung), so kann die Beschränkung der Lagersteifigkeit nach Fall 1 unberücksichtigt bleiben. Aus **Bild 9-47** geht auch hervor, dass zwischen den Schnittpunkten der Grenzkurven A und B der minimale Eintrag in die Karosserie gegeben ist. Daraus errechnet sich die akustisch optimale Größe der Lagerbasis zu:

$$\frac{\bar{M}}{c_{L\min} \cdot s_{z\max}} \leq l_{y\,opt} \leq \frac{2 \cdot c_{\alpha\min} \cdot s_{z\max}}{\bar{M}}$$

Bei der Gestaltung von Lagerungskonzepten ist zusätzlich darauf zu achten, dass die Motortragarme möglichst steif ausgeführt werden und dass der Motorträger in der Lageraufnahme eine hohe lokale Steifigkeit aufweist. Im nachstehenden Bild ist das gemessene Isolationsverhalten einer Lagerung exemplarisch dargestellt.

Der Zielkonflikt bei der Lagerauslegung (weich für die Isolation, hart für Stuckern und statisches Moment) kann mit Hilfe von Hydrolagern teilweise aufgelöst werden, da diese frequenzabhängig unterschiedliche dynamische Steifigkeiten besitzen. Damit können in gewissen Grenzen statisch steife und dynamisch weiche Lager realisiert werden. Pneumatisch oder elektrisch schaltbare Lager können im Motorleerlauf eine gegenüber dem Fahrbetrieb dynamisch noch weichere Variante darstellen (Kapitel 3.3.2).

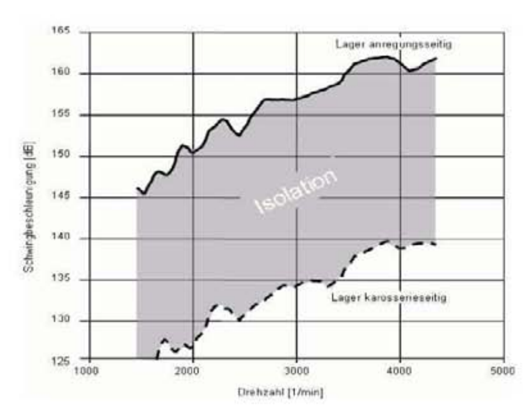


Bild 9-48: Akustische Isolationswirkung eines Motorlagers bei Volllast

Eine weitere Möglichkeit, den Zielkonflikt zwischen Schwingungskomfort im Leerlauf und akustischer Isolation im Fahrbetrieb aufzulösen, besteht in der Verwendung von Fahrschemelkonstruktionen. Diese ermöglichen eine doppelt elastische Isolation zwischen Antriebsaggregat und Karosserie (Kapitel 3.3.2). Der Fahrschemel wird in der Regel über vier elastische Lager mit der Karosserie verbunden. Um störende Eigenschwingformen des elastisch gelagerten Fahrschemels zu vermeiden, kommen radial stark dämpfende Lagerbuchsen zum Einsatz.

9.6.3 Lagerung Hinterachse

Bei Fahrzeugen mit Standardantrieb wird der Hinterschsträger (HAT) normalerweise über elastische

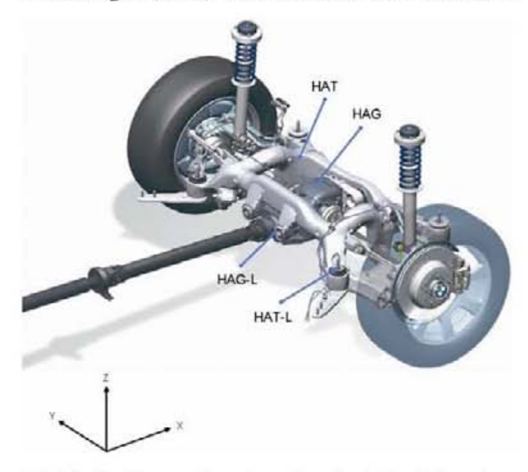


Bild 9-49: Hinterachse eines Standard-Antriebs mit doppelt elastischer Lagerung von Getriebe und Achslenkern

Lager (HAT-L) mit der Karosserie verschraubt. Das Hinterachsgetriebe (HAG) und die Lenker des Fahrwerks werden ihrerseits ebenfalls elastisch am Hinterachsträger angebunden.

Damit ergibt sich eine Fahrschemelkonstruktion mit doppelt elastischer Isolation für

- Verzahnungsgeräusche aus dem Hinterachsgetriebe,
- Abrollgeräusche, welche über die Achslenker in die Karosserie übertragen werden und
- Motorgeräusche, soweit sie über die Hinterachse in die Karosserie eingeleitet werden.

In **Bild 9-50** ist das entsprechende Wirkmodell in schematischer Form dargestellt. Daraus geht auch hervor, dass nur Abrollgeräusche, die über den Aufbaudämpfer in die Karosserie eingeleitet werden, nur einfach elastisch isoliert sind.

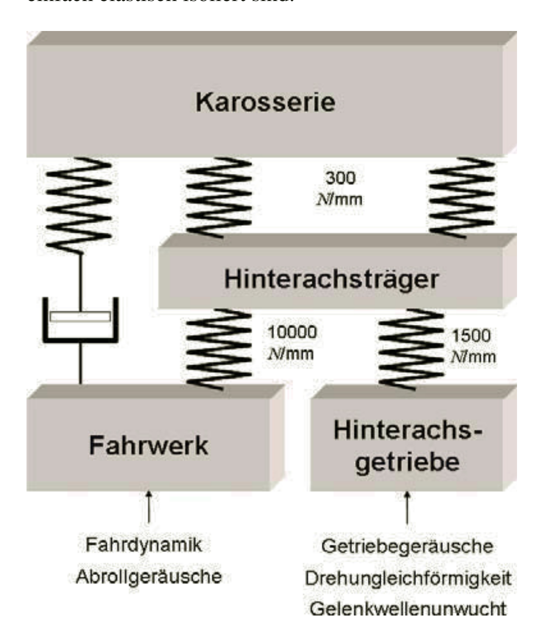


Bild 9-50: Schematische Darstellung der doppelt elastischen Lagerung von Hinterachse und Achsgetriebe mit typischen Lagersteifigkeiten

Im Folgenden soll speziell der Einleitungspfad für motorinduzierten Körperschall über die Gelenkwelle in die angetriebene Achse und von dort in die Karosserie näher betrachtet werden. Dazu sind in **Bild 9-51** alle Kräfte und Momente welche über das Antriebsaggregat induziert werden im Einzelnen dargestellt.

Der Achsträger mit der Lagerbasis l_x und l_y in *x*- und *y*-Richtung muss das Abtriebsmoment der Kardanwelle M_{KW} um die Fahrzeug-Längsachse, das Rad-

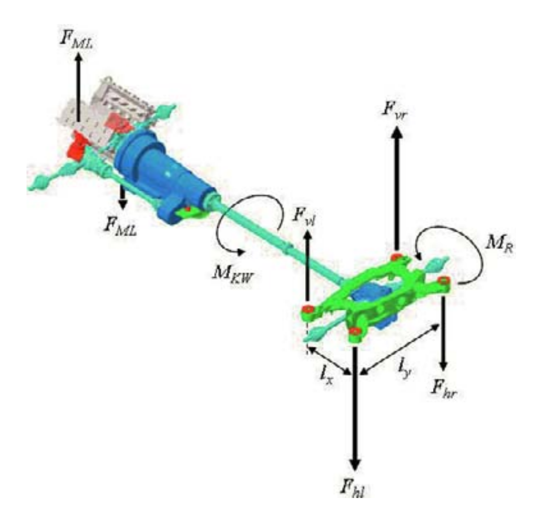


Bild 9-51: Einleitung von Motor- und Radmoment über den Hinterachsträger in die Karosserie

moment M_R um die Querachse und auch die anteilige Gewichtslast F_{GL} jeweils gegen die Karosserie abstützen:

$$M_R = (F_{vl} + F_{vr} - F_{hl} - F_{hr}) \cdot \frac{l_x}{2}$$

$$M_{KW} = (F_{vr} + F_{hr} - F_{vl} - F_{hl}) \cdot \frac{l_y}{2}$$

$$F_{GL} = F_{vl} + F_{vr} + F_{hl} + F_{hr}$$

$$M_R = M_{KW} \cdot i_D$$

Daraus lassen sich die Kräfte in den vier Lagerpunkten bestimmen:

$$F_{vr} = \frac{F_{GL}}{4} + M_{KW} \cdot \left(\frac{i_D}{l_x} + \frac{1}{l_y} \right)$$

$$F_{vl} = \frac{F_{GL}}{4} + M_{KW} \cdot \left(\frac{i_D}{l_x} - \frac{1}{l_y} \right)$$

$$F_{hr} = \frac{F_{GL}}{4} + M_{KW} \cdot \left(-\frac{i_D}{l_x} + \frac{1}{l_y} \right)$$

$$F_{hl} = \frac{F_{GL}}{4} + M_{KW} \cdot \left(-\frac{i_D}{l_x} - \frac{1}{l_y} \right)$$

Die Lagerkraft F_{vr} nimmt den maximalen Wert an, da sich hier alle Komponentenkräfte addieren. Um eine wirksame Lagerisolation zu gewährleisten, müssen

Lagerspalt s_L und Lagersteifigkeit c_L des Hinterachsträgerlagers auf den maximal möglichen Wert der Kraft abgestimmt werden:

$$c_L \cdot s_{L\max} = \left(\frac{F_{GL}}{4} + M_{KW} \cdot i_{HAT} \right)_{\max}$$

$$i_{HAT} = \frac{i_D}{l_x} + \frac{1}{l_y}$$

Der Faktor i_{HAT} beschreibt die rein kinematische Übersetzung des Kardanwellenmomentes in die Lagerkraft. Um sowohl die statische Gewichtslast als auch das Wechselmoment der Kardanwelle im linearen Bereich des Lagers abfangen zu können, muss entweder ein entsprechend steifes Lager oder ein ausreichend großer Lagerspalt gewählt werden. Dabei sollte aus akustischen Gründen die Lagersteifigkeit klein sein, um ausreichende Isolation zu gewährleisten, gleichzeitig ist aus fahrdynamischen Gründen ein möglichst kleiner Lagerspalt anzustreben. Bei einer Kompromissauslegung ist wirksame Isolation nur sichergestellt unterhalb der Verbindungsgeraden zwischen dem maximal übertragbaren Drehmoment ohne Gewichtskraft und der maximal übertragbaren Gewichtslast ohne Drehmoment (**Bild 9-52**):

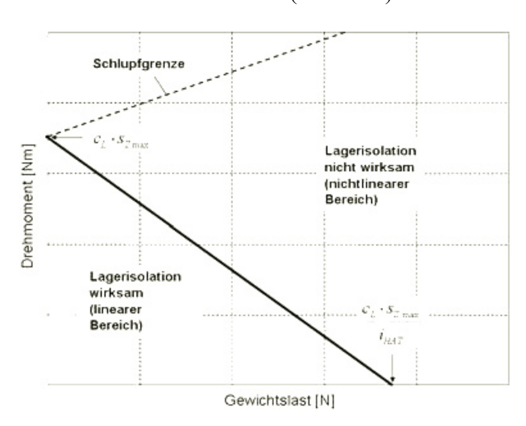


Bild 9-52: Isolationsbereiche einer Hinterachsträger-Lagerung

$$F_{GL\max} = c_L \cdot s_{Z\max}$$

$$M_{KW\max} = \frac{c_L \cdot s_{Z\max}}{i_{HAT}}$$

Nur die sorgfältige Abstimmung von Achsgeometrie, Lagerspalt, Lagersteifigkeit und karosserieseitiger lokaler Mobilität kann diesen Konflikt befriedigend auflösen. Aus dem Übersetzungsverhältnis i_{HAT} lässt sich unmittelbar ableiten, dass sich ein möglichst großer Hinterachsträger, insbesondere in x-Richtung, vorteilhaft hinsichtlich geringer Lagerkräfte auswirkt.

Der frequenzabhängige Amplitudengang zwischen Kardanwellenmoment und Krafteinleitung in die Karosserie kann aufgrund der doppelelastischen Lagerung von Hinterachsgetriebe und Hinterachsträger wie folgt angenähert werden:

$$\frac{F_{vr}}{M_{KW}} \approx i_{HAT} \cdot V_{DEL}\left(\omega_{HAG}, \omega_{HAT}\right)$$

mit

$$\omega_{HAG}^2 = \frac{1}{J_{HAG} \cdot n_{GL}}$$

$$\omega_{HAT}^2 = \frac{1}{J_{HAT} \cdot n_{TL}}$$

Der Faktor i_{HAT} beschreibt die rein kinematische Übersetzung des Kardanwellenmomentes in die Lagerkraft F_{TL}. V_{DEL} ist die dynamische Vergrößerungsfunktion der doppelt elastischen Lagerung von Hinterachsträger und Hinterachsgetriebe; ω_{HAG} und ω_{HAT} sind die jeweiligen Teilresonanzen (Kapitel 3.3.2). In **Bild 9-53** ist die Übertragungsfunktion eines detaillierten MKS-Modells der HAT/HAG-Lagerung der Berechnung nach obiger Gleichung gegenübergestellt. Deutlich sind die zwei Resonanzen von Hinterachsgetriebe und Hinterachsträger in ihren jeweiligen Lagerungen zu erkennen.

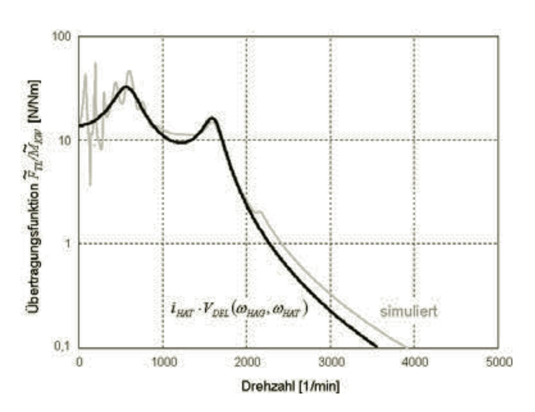


Bild 9-53: Übertragungsfunktion einer HAG/HAT-Lagerung, Vergleich MKS-Simulation mit V_{DEL}

Die Drehmomentschwankungen infolge der Gaskräfte des Motors sind bei niedrigen Drehzahlen und großer Last besonders ausgeprägt. Aufgrund der schwachen Isolation in diesem Drehzahlbereich kann es zu unangenehmen Brummerscheinungen kommen. Dagegen ist der Einleitungspfad über die Hinterachse für die

Massenkräfte vernachlässigbar, da diese bei niedrigen Drehzahlen noch klein sind und bei hohen Drehzahlen bereits gut isoliert werden.

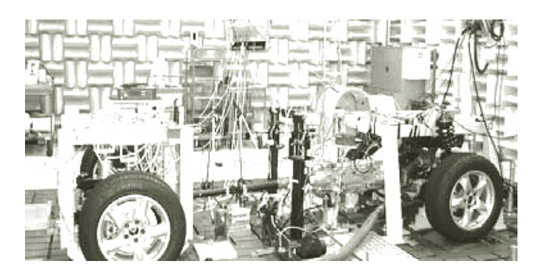


Bild 9-54: Antriebstrang-Prüfstand

Zur akustischen Optimierung des Systems aus Antrieb, Triebstrang und Achsen haben sich hybride experimentell-rechnerische Vorgehensweisen als sehr zuverlässig und zielführend erwiesen. Basis dafür ist das auf einem Rollenprüfstand in Konstruktionslage vollständig aufgebaute System aus Antriebsstrang und Achsen. Dieses ist an den karosserieseitigen Anschlusspunkten der Elastomerlager steif gegen seine Umgebung gelagert. Die einzelnen Antriebsräder werden von jeweils einer Prüfstandsrolle angetrieben.

Die gemessenen Schnittkräfte F_i in den i Aufnahmepunkten am Prüfstand mit dessen Mobilitäten in den Lageraufnahmen müssen auf die äquivalenten Anregungskräfte im realen Fahrzeug mit den Mobilitäten der Lageraufnahmen an der realen Karosserie umgerechnet werden (Kapitel 6.2.2 und Kapitel 15.7). Aus diesen Kräften wird anschließend mit Hilfe der mechanisch/akustischen Transferfunktionen H_i der Schalleintrag p in den Innenraum eines Fahrzeugs bestimmt (Kapitel 16.4):

$$p = \sum_i H_i^{p/F} \cdot F_i$$

Die Übertragungsfunktionen H_i können mit Hilfe der Transferpfadanalyse, z.B. an Vorgängerfahrzeugen, ermittelt werden. Die Schnittkräfte lassen sich alternativ zum Prüfstand auch durch Simulation auf Basis von MKS-Modellen des Antriebsstrangs ermitteln. Durch diese Vorgehensweise wird der Energieeintrag über die jeweiligen Übertragungspfade sichtbar. Dies ist deshalb bedeutsam, da es bei Übertragungspfaden mit geringer Isolationswirkung nicht zwangsläufig zu Problemen im Fahrzeug kommen muss. Dies ist nur dann der Fall, wenn auch tatsächlich ein maßgeblicher Anteil der akustischen Energie über diesen Pfad fließt.

Literatur

[1] Flotho, A. und Spessert, B.: Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren, Automobilindustrie Nr. 3 und 5, 1988

[2] Hülsmann, A.: Methodenentwicklung zur virtuellen Auslegung von Lastwechselphänomenen, Dissertation TU München, 2007

[3] Stoffels, H.; Borrmann, D.: Einzelaspekte der Aggregateakustik eines GDI-Downsizing-Motors – vom Brennverlauf zur Fahrzeuginstallation, ATZ/MTZ-Konferenz – Akustik, Magdeburg 2007

[4] Föller, D.: Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeiten für eine primäre Lärmbekämpfung, Dissertation TH Darmstadt, 1972

[5] Finger, K.: Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens, Dissertation TU Darmstadt, 2001

[6] VDI-Richtlinie VDI 2563: Geräuschanteile von Straßenfahrzeugen – Messtechnische Erfassung und Bewertung; Verein Deutscher Ingenieure, 1990

[7] Müller, J.: Strukturdynamik von Kurbelwelle und Motorblock mit hydrodynamischen Lagerreaktionen; Fortschrittsberichte VDI Reihe 11 Nr. 201; VDI-Verlag, Düsseldorf 1994

[8] Bohn, P.: Wechselwirkungen von Schwingungen zwischen Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb als Grundlage für Körperschallanalysen, Dissertation TU Berlin, 2006

[9] Barba, B.: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung, Dissertation ETH Zürich, 2001

[10] Schmidt, A. C.: Rechnergestützte Optimierung des akustischen Verhaltens von Steuerkettentrieben, Dissertation, Technische Universität München, 2006

[11] European Patent EP1365170: Method for reducing torque fluctuation in a motor vehicle drivetrain

[12] Balashov, D., u. A.: Simulation bei Drehschwingungsdämpfern, ATZ 12/2006

[13] Basshuysen van, R.; Schäfer, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg Verlag, 4. Auflage, 2007

[14] Dogan S. N.: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben, Dissertation Universität Stuttgart, 2001